6 Fahrwerkentwicklung

Die Entwicklung eines Fahrwerks ist gekennzeichnet durch sehr große Fertigungsstückzahlen (100 000 bis mehrere Millionen Stück in der gesamten Laufzeit), anspruchsvolle Technologien, strenge Sicherheitsanforderungen, hohe Umweltauflagen sowie Termin- und Kostendruck.
Da heute die Autos weltweit verkauft werden, müssen sie in den polarnahen wie auch in heißen und feuchten tropischen Gegenden, nicht nur auf den gut gebauten Autobahnen sondern auch auf den schlechten Feldstraßen problemlos fahren können. Insofern wird selten ein Produkt so gründlich entwickelt und getestet wie ein Auto. Auf der anderen Seite ist die hohe Komplexität jeden Autos zu betonen, das aus 25 bis 30 Systemen, rund 50 Modulen und ca. 20 Tausend Einzelteilen besteht. Diese entstehen simultan in unterschiedlichen Entwicklungsabteilungen und bei verschiedenen Entwicklungslieferanten in rund drei Jahren. Dabei kommt es auf effizientes Projektmanagement und eine sehr gut funktionierendes Projektlogistik an [1].
Wie in jeder technischen Entwicklung sind auch beim Fahrwerk fünf Ziele ständig zu berücksichtigen:

1. Termineinhaltung,
2. Funktionserfüllung,
3. Qualitätssicherung,
4. Kostenminimierung,
5. Gewichtsoptimierung.

Eine generelle Priorisierung ist nicht möglich, sie hängt von den jeweiligen Projektgegebenheiten ab.
Die Ecktermine der Fahrzeugentwicklung ergeben sich rückwirkend aus dem Zieldatum des SOPs (*Start of Production*) wobei für die Serienentwicklungsphase je nach Projektumfang zwei bis drei Jahre und für die Vorentwicklungsphase ein bis zwei Jahre angesetzt werden. An ihnen orientiert sich die Feinplanung aller Bereiche des Unternehmens. Zu nennen sind insbesondere die Bereiche:

- ♦ Entwicklung, Design,
- ♦ Marketing, Vertrieb/Kundendienst,
- ♦ Controlling,
- ♦ Beschaffung/Logistik,
- ♦ Produktion/Planung,
- ♦ Qualität.

Dabei sind ständig die Bereichsinteressen auszugleichen und kundenorientierte Lösungen zu erarbeiten.
Ein Beispiel hierzu: Wenn durch die Einbauraumvorgaben die Zugänglichkeit einer Schraubverbindung eingeschränkt ist und zu einer Handmontage führt, ist diese Lösung für die Sicherheitsverschraubungen in der Serie abzulehnen. Die Qualitäts- und Kostenziele können so nicht erreicht werden. Somit muss die Einbauraumforderung überdacht werden. Da alle Baugruppen und Systeme stark vernetzt und voneinander abhängig sind, ist eine frühe und systematische Betrachtung aller Anforderungen notwendig.
Um den Entwicklungsprozess diesbezüglich zu optimieren, wurden in den letzten Jahren bei allen Automobilherstellern ähnliche Strategien und Ansatzpunkte gewählt. Die wichtigsten und effektivsten sind hier:

- ♦ Optimierung der Prozesse durch Simultaneous Engineering und Baureihenstrukturen,
- ♦ Standardisierung durch Plattform- und Modulstrategien
- ♦ Nutzung rechnerunterstützten Methoden wie DMU (*Digital Mock Up*), CAx, virtuelle Produktentwicklung, virtuelles Validieren, Testen
- ♦ Einbindung von System/Modul-Lieferanten in den frühen Phasen.

6.1 Entwicklungsprozess

Wie bei jeder technischer Entwicklung werden auch beim Fahrwerk die folgenden Schritte durchlaufen [2]:

- ♦ Planung und Definition,
- ♦ Konzeption,
- ♦ Konstruktion und Simulation,
- ♦ Prototypenbau und Validierung,
- ♦ Abstimmung ,Optimierung und letztendlich
- ♦ Serieneinführung.

Dieser Gesamtprozess wird oft als „Produktentstehungsprozess“, kurz „PEP“ definiert (**Bild 6-1**). PEP wird in Phasen unterteilt, innerhalb derer *Quality Gates* oder *Meilensteine* definiert sind, die wiederum mehrere *Check Points* beinhalten.
Die Meilensteine und Checkpoints stellen innerhalb des Projektes terminlich festgelegte Kontrollpunkte dar, bis zu denen alle vorgesehenen Aktivitäten dokumentiert und erfolgreich abgeschlossen werden müssen. An diesen Punkten werden die Arbeitsergebnisse den vorgegebenen Anforderungen gegenübergestellt. Die Erfüllung der Anforderungen ist die Voraussetzung für die Freigabe nachfolgender Arbeitsschritte.
Der Entwicklungsprozess kann auch als so genanntes V-Modell (**Bild 6-2**) dargestellt werden, bei dem die Ebenen Gesamtfahrzeug, System und Bauteil zu unterscheiden sind.

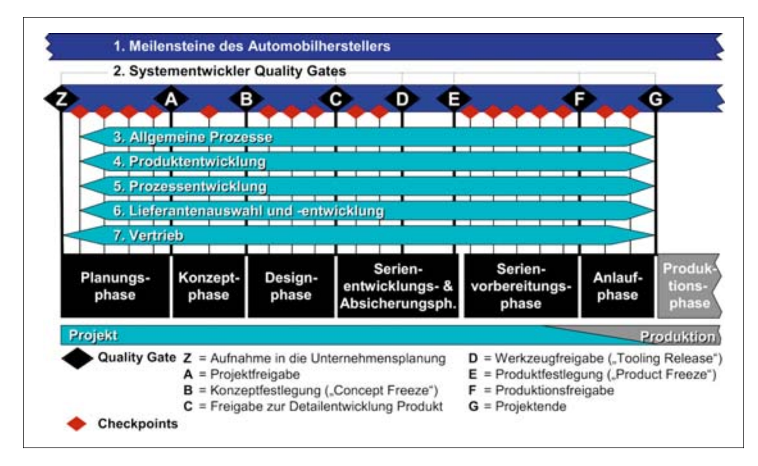


Bild 6-1:
Produktentstehungsprozess (PEP)

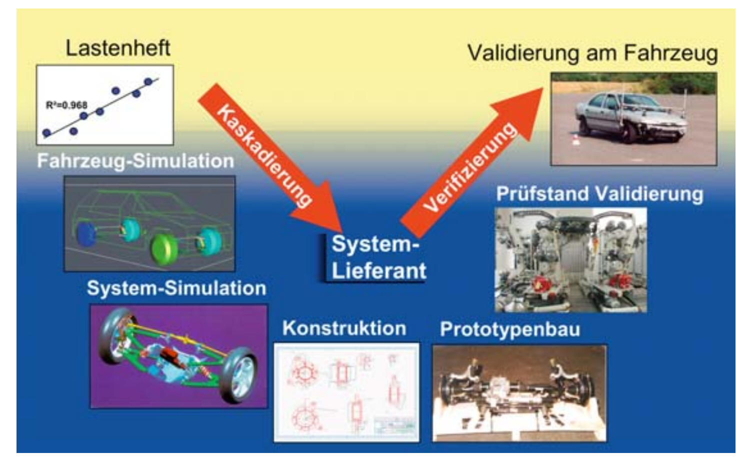


Bild 6-2:
V-Plan: Grundlage für den Entwicklungsablauf

Begonnen wird mit der Festlegung des Gesamtfahrzeuglastenhefts, welches aus den Zieleigenschaften bzw. der Positionierung des Fahrzeugs am Markt abgeleitet wird. Im nächsten Schritt werden dann die Anforderungen an die Systeme und Subsysteme des Fahrzeugs definiert und das System entsprechend ausgelegt. Im untersten Punkt der Kaskade werden die Bauteile konstruiert und dann wieder zum System integriert. Im Weiteren schließt sich die Validierungsphase mit Erprobungen auf System- und Gesamtfahrzeugebene an. Dieses V-Modell kann in einer Fahrzeugentwicklung mehrfach durchlaufen werden und verfeinert sich in der Aussagefähigkeit mit der Qualität der Bauteile bis hin zu werkzeugfallenden Teilen.
Wesentliche Fahrzeugsysteme sind: Rohbau, Interieur, Sitze, Sicherheits- und Komfortsysteme, Armaturentafel, Elektrik/Multimedia, Antriebsstrang, Kraftstoff- und Abgasanlage, Front- und Rearend, sowie Fahrwerk.
Das V-Modell kann in verschiedenen Ebenen der Fahrzeugentwicklung angewandt werden. So wird das Fahrzeug in verschiedene Systeme, Subsysteme, Module bis auf die Komponentenebene aufgeschlüsselt (**Bild 6-3**).
Analog der aufgezeigten Ebenen mit weiteren möglichen Unterstrukturen wird auch das Gesamtprojekt in Unterprojekte aufgeteilt. Entsprechend existieren für das Fahrwerk mehrere Projektteams; beim Fahrzeughersteller und bei den Entwicklungsdienstleister und Entwicklungslieferanten, die koordiniert und zueinander abgestimmt werden müssen (Projekt-Management).
Der Produkt-Entstehungs-Prozess (PEP) kann in die Teilprozesse der Konzeptfindung, der Produktplanung, der Produktentwicklung sowie der Produkt- und Fertigungsvorbereitung kategorisiert werden.
Bild 6-4 stellt ein Standardschema für den Produktentwicklungs- und Produktentstehungsprozess vor. Die Basis für diese Darstellung ist eine Untersuchung von 21 Automobilfirmen in Europa, Japan und den USA mit einem gemeinsamen Marktanteil von 86% [3].

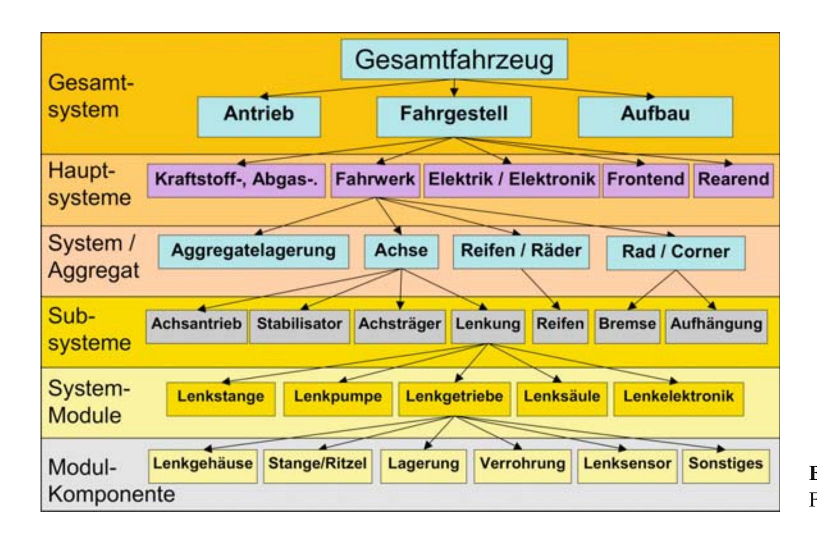


Bild 6-3: Fahrzeug-Funktionsebenen

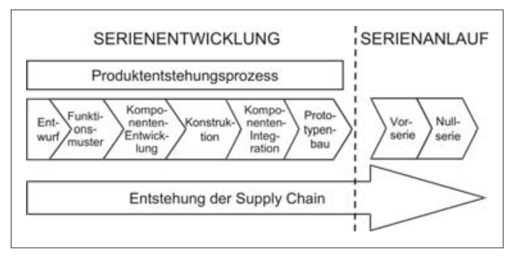


Bild 6-4: Standardphasenplan für die Produktentwicklung

Da sich die Zulieferer in der Automobilbranche zu Systemlieferanten für komplette Module (Frontend, Sitze, etc.) entwickelt haben, ist ihre Integration spätestens zur Komponentenentwicklung wesentlich. In der Konsequenz wird der Automobilbau zu einer „Baukastenfertigung", die z.B. der Volkswagenkonzern als erster Hersteller gezielt umgesetzt hat. Durch sie wird dem Autokäufer ein Höchstmaß an Individualität ermöglicht, ohne die Variantenzahl in der Produktion auf ein unbeherrschbares Niveau zu treiben [4].

Sehr ausführlich sind die Entwicklungsschritte im FPDS (*Ford Product Development System*) beschrieben. FPDS wird seit 1998 weltweit bei allen neuen Ford-Fahrzeugprogrammen angewandt (**Bild 6-5**) [5].

Die programmspezifische Arbeit fängt mit **KO** *Kick-Off* an und endet mit **Job #1 (SOP)**, d.h., mit dem Start des ersten in der Serienmontagelinie gefertigten Fahrzeugs.

Die vorgesehene Zeitspanne für ein ganz neues Modell ist hier 42 Monate. Dazwischen sind zwei Haupthaltepunkte festgeschrieben ST und CP:

ST *Surface Transfer* nach 16 Monaten: Styling eingefroren und das Programm endgültig freigegeben.

CP *Confirmation Prototypes* nach 27 Monaten: alle Bauteile und Systeme in seriennahen Prototypen eingebaut und freigegeben.

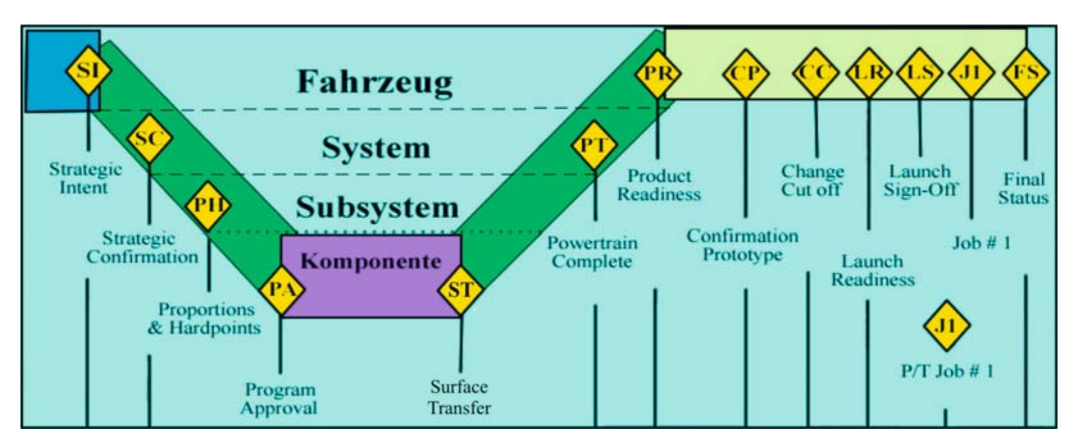


Bild 6-5: FPDS (*Ford Product Development System*)

Die Reihenfolge der Meilensteine dazwischen ist:

- **KO** *Kick Off*,
- **PS** *Pre-strategic Intent*: Planung abgeschlossen,
- **SI** *Strategic Intent*: Fahrzeugkonzept, Zielkundschaft, Vergleich Wettbewerbsmodelle, Programmlogistik, Ressourcen, Arbeitplan, Montagewerke sind festgelegt,
- **SC** *Strategic Confirmation*: Ziele für alle Ebenen festgeschrieben, Systemlieferanten definiert,
- **PH** *Proportions & Hardpoints*: Abmessungen, Design, Kinematikpunkte eingefroren,
- **PA** *Program Approval*: Projekt freigegeben,
- **ST** *Surface Transfer*,
- **PR** *Product Readiness*: Produkt ist fertig für Prototypenbau,
- **CP** *Confirmation Prototypes*,
- **CC** *Change Cut-off*: keine konstruktive Änderungen mehr zulässig,
- **LR** *Launch Readiness*: Freigabe der Fertigungswerkzeuge und Einrichtungen,
- **LS** *Launch Sign-of* :Montagelinie und alle Bauteile fertig für die Montage,
- **J1 Job #1**.

Die deutschen Automobilhersteller definieren ausgehend vom Produktionsstart rückwärts ähnliche Kontrollpunkte [6]:

- **K** Programmstrategische Richtung ausgelegt,
- **J** Programmstrategische Richtung festgelegt,
- **I** Fahrzeugabmessungen, Gewichte etc. festgelegt,
- **H** Programm genehmigt, Finanzierung bewilligt,
- **G** inneres und äußeres Design genehmigt,
- **F** analytische Produktfreigabe,
- **E** erstes Fahrzeug für Test verfügbar,
- **D** Produktfreigabe,
- **C** Testphase beendet,
- **B** Produktionsstart genehmigt,
- **A** Produktionsstart.

Porsche beschreibt die Abläufe zur Fahrwerkentwicklung wie sie in **Bild 6-6** darstellt sind [7].
Es sind drei Hauptphasen definiert: Definitionsphase, Konzeptabsicherungsphase und Serienentwicklungsphase, die insgesamt ebenfalls in 42 Monaten abgearbeitet werden, davon lediglich 24 Monate für die Serienentwicklung. Ähnliche Entwicklungsabläufe findet man bei der VW Gruppe, BMW oder DC.
Im **Bild 6-7** wird als repräsentatives Beispiel die Reifegradentwicklung innerhalb des Fahrwerk-PEP bei AUDI dargestellt [8]. Der PEP bei AUDI ist ebenfalls in drei Hauptphasen geteilt: Definition, Realisierung und Launch (Serienanlauf), die insgesamt 60 Monate dauert, je zu Hälfte für Definition und Realisierung und 3 zusätzliche Monate für Launch.

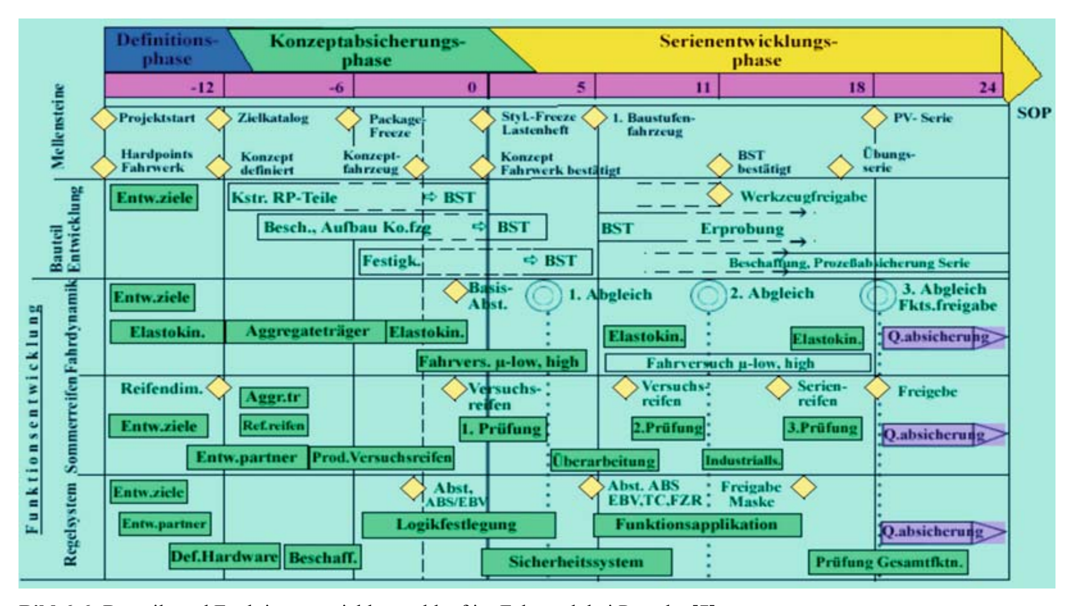


Bild 6-6: Bauteil- und Funktionsentwicklungsablauf im Fahrwerk bei Porsche [7]

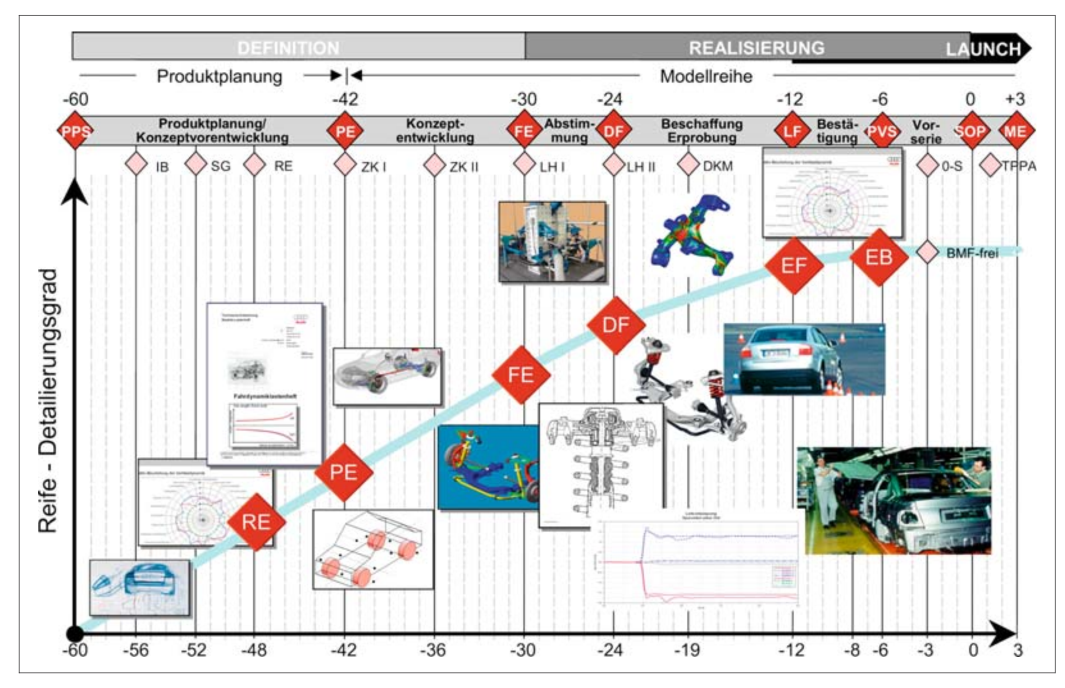


Bild 6-7: Ablaufplan für Fahrwerkentwicklung bei Audi AG [8]

Die ersten 18 Monate sind beginnend mit dem Produktplanungsstart (PPS) über den Richtungsentscheid (RE) für die Produktplanung vorgesehen. Nach einem positiven Produktentscheid (PE) übernimmt die Modellreihe das Projekt. Wenn die Konzepte validiert und freigegeben sind, fängt die eigentliche Serienentwicklung an. Sie besteht aus den Abschnitten Abstimmung (FE: Fahrzeugentscheid), Beschaffung und Erprobung (DF: Design freeze), Bestätigung (LF: Launchfreigabe) und Vorserie (PVS). Dazwischen sind Checkpoints eingebaut wie IB: Interieurbestätigung, ZK: Zielkatalog, DB: Designbestätigung, EB: Erstbemusterung, AF: Ausstattungsfreeze.

Die übliche Aufgabenteilung zwischen der Vorentwicklung und Serienentwicklung zeigt **Bild 6-8**.

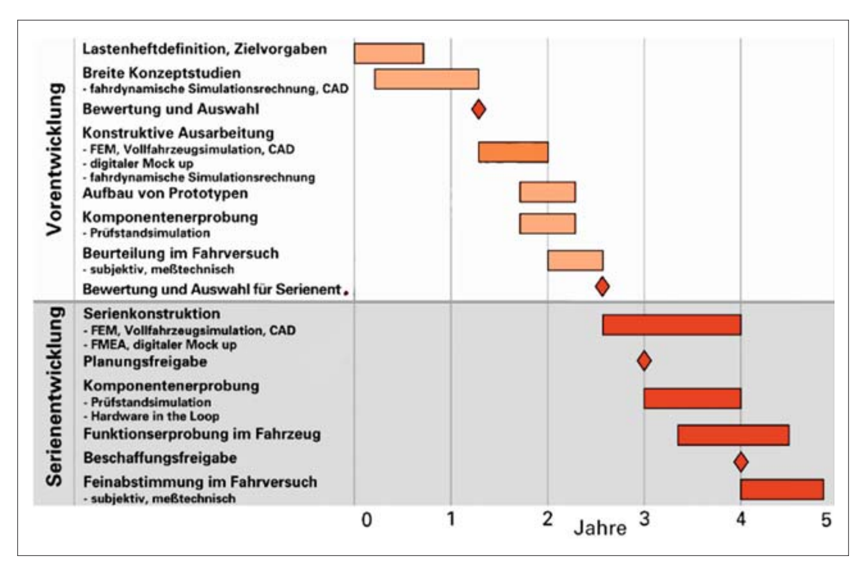


Bild 6-8: Aufgabenteilung zwischen Vor- und Serienentwicklung und geplante Dauer einzelner Schritte

Wichtig ist zu vermerken, dass bei keinem neuen Automodell mehr als 1/3 wirklich ganz neu ist, sonst wäre die Entwicklung terminlich und wirtschaftlich nicht zu bewältigen und das Risiko mit den Problemen in der Serie sehr hoch. Die neuen Konzepte werden zunächst in der Vorentwicklung ausgearbeitet, berechnet, gebaut, geprüft, optimiert, abgesichert und für eine Serienentwicklung als „ohne großes Risiko machbar" freigegeben. Im Allgemeinen wird ein neu entwickeltes Fahrwerk mindestens in zwei Modellgenerationen (12 bis 15 Jahre) eingesetzt.

Prozessablauf für (mechatronische) Systeme

Bedingt durch die Durchdringung des Fahrwerks mit Elektronik und Regelungstechnik, muss nun parallel zur Bauteilentwicklung (Mechanik) auch die Funktionsentwicklung für Elektronik und Software berücksichtigt werden, die fester Bestandteil jedes mechatronischen Systems ist. Der Anteil solcher Systeme in den aktuellen Fahrwerken steigt ständig und hat bereits jetzt etwa 30% Wertschöpfungsanteil [9]. Die mechatronischen Systeme im Fahrwerk lassen sich als Minimal- und Maximalentwicklung festlegen: Die Minimalentwicklung beschreibt die Verknüpfung eines mechanischen Bauteils mit einem Sensor. Das Ziel der Minimalentwicklung ist Messung der Mechanik, d.h., die Umwandlung einer mechanischen Größe in eine elektrische Größe. Die Maximalentwicklung beschreibt ein aktives Fahrwerk. Es wird nicht nur Mechanik gemessen, sondern auch gezielt beeinflusst. Die in elektrische Größen umgewandelten mechanischen Größen werden innerhalb einer Funktion (Software) verarbeitet und in weitere elektrische Größen überführt, die über die Stellsysteme wieder in mechanische Größen zurückgewandelt werden [9].
Jedes mechatronische System bildet eine Integration von Mechanik, Elektrik/Elektronik mit Software und Sensorik in engstem Bauraum (**Bild 6-9**).

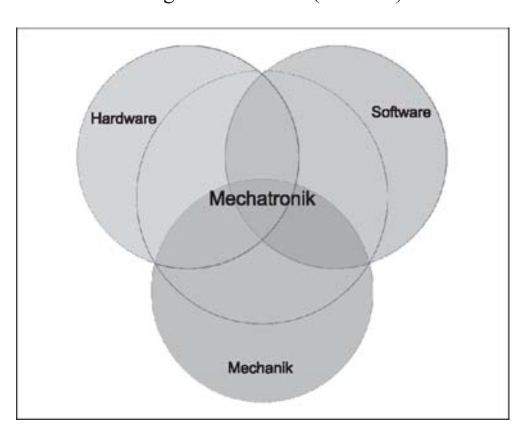


Bild 6-9: Zusammenbau mechatronischer Systeme

Das Ziel eines mechatronischen Systems ist es, Mechanik zu messen und zu beeinflussen. Ein mechatronisches System kann demnach aus weiteren Subsystemen und/oder verschiedenen Modulen (Hardware, Software, Mechanik) aufgebaut sein. Den Systemen bzw. Subsystemen werden die mechatronischen Systeme zugeordnet, während Module bzw. Submodule nur aus einer Sorte von Bausteinen, d.h. nur Hardware, nur Mechanik oder nur Software, zusammengesetzt sind. Die Minimalentwicklung ist ein Bestandteil der Maximalentwicklung (**Bild 6-10**).
Die drei Module Mechanik, Hardware und Software (Funktion) werden nach dem V-Plan parallel zueinander einzeln entwickelt und ineinander integriert (**Bild 6-11**).
Bild 6-12 zeigt die vier Phasen in der Vorentwicklung, die mit den oben genannten Abläufen übereinstimmen: PI für Planung, PF für Funktionsentwicklung, PC für Konzeptentwicklung und A für die Freigabe. Die eigentliche Serienentwicklung fängt erst danach an. Das System wird hier auch in Subsystemen, Modulen und Submodulen kaskadiert [10].

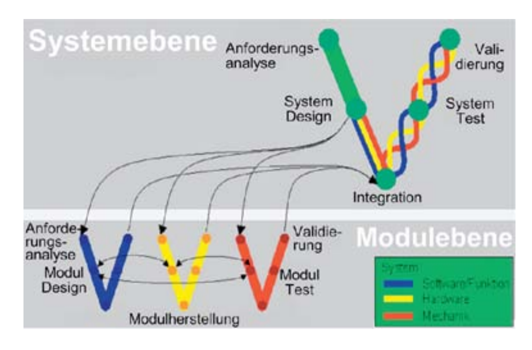


Bild 6-10: Zusammenhang System/Modul

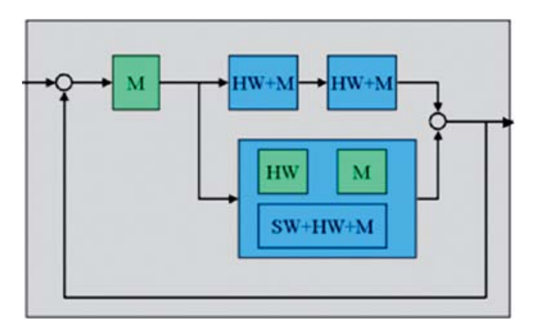


Bild 6-11: Mechatronisches System, bestehend aus Subsystemen und Modulen/Submodulen

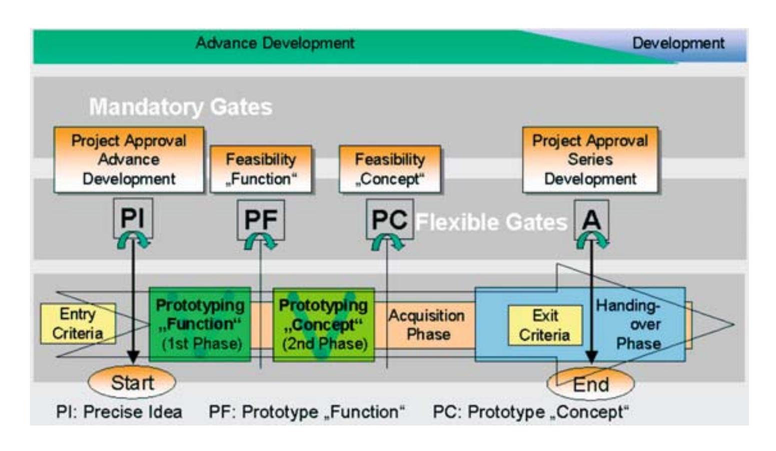


Bild 6-12:
Prozessablauf für mechatronische Systeme

6.2 Projektmanagement (PM)

Der Eigenfertigungsanteil der Automobilhersteller liegt heute bei ca. 30%. Deshalb geschieht ein Großteil der Entwicklung des Fahrwerks im Zusammenwirken von Automobilhersteller und Zulieferer. Sie entwickeln parallel in verschiedenen Standorten manchmal sogar weltweit, mit international besetzten Projektteams das Fahrwerk. Dabei wird eine Projektabwicklung erwartet, die Synergien nutzt und die Fehlerwiederholung verhindert. Drei Hauptziele beschreiben die Strategie [1]:

1. Etablieren effizienter Prozesse zum Planen und Steuern der Projekte,
2. Einführen und Anwenden einer standardisierten, effizienten Projektmanagement-Software,
3. Harmonisieren und Zusammenführen der Projektziele und Fachprozesse der einzelnen Linienbereiche im Sinne einer effizienten Produktentstehung.

Projektmanagement gilt als eine Art „Klammer“, die alle an der Produktentstehung beteiligten Bereiche des Unternehmens einschließt. Effektives PM sorgt dafür, dass die Kommunikation zwischen den Bereichen reibungslos abläuft und für alle Beteiligten die gemeinsam definierten Projektziele transparent sind. Diese Organisation gewährleistet zugleich die Integration der Unterlieferanten. Wesentlicher Bestandteil jedes PMs ist ein einheitlicher Ablauf bei der Produktentstehung mit einheitlichen *Quality Gates* (**Bild 6-1**). Dieser Plan basiert auf den Prinzipien des *Advanced Product Quality Planning* (APQP) des Verbandes der Automobilindustrie (VDA).

Wesentlicher Kernprozess eines Systemprojekts ist die Ausarbeitung, kommerzielle Bewertung, Verhandlung und Einführung von Änderungen (*Change Management*). Eine Standard-PM-Software unterstützt den Projektablauf, Termin- und Kostenverfolgung und dient dem Management als Informationssystem. Es stellt jedem Projektmitglied genau die für seine Aufgaben notwendige Informationen und Daten zur Verfügung wie z.B. Funktionen zum Planen und Steuern von Aktivitäten, zur Ressourcenplanung, zum Statusbericht sowie die komplette kommerzielle Dokumentation des Projekts.

6.3 Planungs- oder Definitionsphase

Nach der Entscheidung des Unternehmens ein neues Modell mit genau definierten Fahrzeugzielen zu entwickeln, wird diese in einem Rahmenlastenheft festgehalten, die alle wichtigen Anforderungen an das Gesamtauto beinhaltet. Nachdem das vorläufige Fahrzeuglastenheft erstellt worden ist, wird es auf die Subsysteme aufgeteilt „ausgehandelt“ und mit subsystemspezifischen Zielen erweitert. Auf dessen Basis erfolgt die detaillierte Ablaufplanung und Ressourcenaufteilung. Später wird über weitere Untersysteme bis zu den einzelnen Komponenten kaskadiert.

In der Definitionsphase erfolgt die Detaillierung der Konzepte und deren Bewertung hinsichtlich Technik, Qualität und Wirtschaftlichkeit. Es sind Konzepte, die sich aus der laufenden Serie bewährt haben oder aus der Vorentwicklung eine klar definierte Machbarkeits- und Risikountersuchung durchlaufen haben. Es können hier zuerst mehrere Konzepte parallel weiterverfolgt werden. In dieser Phase ist die Modifikationsfreiheit des Entwicklungsingenieurs noch relativ hoch (**Bild 6-13**). In den späteren Phasen wird jedoch diese Freiheit immer stärker eingeschränkt, weil jede späte Änderung die Kosten- und Terminziele gefährdet [11].

Die Hardpoints der ausgewählten Achskonzepte werden in das vorgesehene Package des neuen Fahrzeugs eingepasst. Aus dem Lastenheft für das Gesamtfahrzeug werden die Anforderungen an das Fahrzeug abgeleitet und ergänzt (s. Abschnitt 1.3).

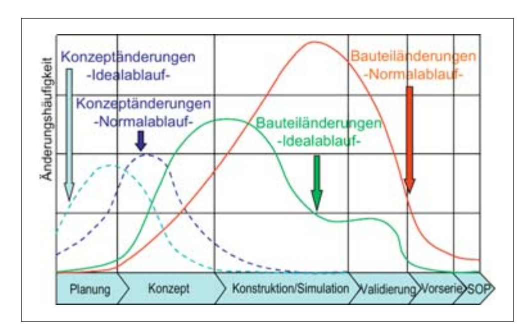


Bild 6-13: Änderungshäufigkeit in den Entwicklungsphasen

6.3.1 Zielwertkaskadierung

Der Prozess der Ableitung der Anforderungen und Spezifikationen vom Gesamtfahrzeug zu den Systemen (z.B. Vorderachse, Hinterachse, Bremsen), von Systemen zu Subsystemen (Radaufhängung, Federung) und schließlich zu den Komponenten (Querlenker, Radträger, Bremssattel) wird Zielwertkaskadierung *Target Cascade* genannt (**Bild 6-14**). Danach werden die Verantwortlichkeiten zwischen OEM und Zulieferer im Vorfeld einer Projektentwicklung eindeutig festgelegt und Lastenhefte für die Systeme, Subsysteme und Komponenten erstellt [12]. Im Folgenden soll nun der Prozess beschrieben werden, mit welchem aus vorliegenden elastokinematischen Zielwerten einer Vorder- oder Hinterachse (s. Abschnitt 6.5.2.2) Steifigkeitstargets für die einzelnen Komponenten hergeleitet werden können.

Kernstück dabei ist die Verbindung von Mehrkörpersimulation (ADAMS) und FEM-Modellen der einzelnen Fahrwerksteile (**Bild 6-15**). Diese Verbindung wird über ADAMS/Flex realisiert. Zwingend hierfür ist ein anhand des K&C (*Kinematics and Compliances*) Prüfstandes validiertes Achsenmodell des Systems.

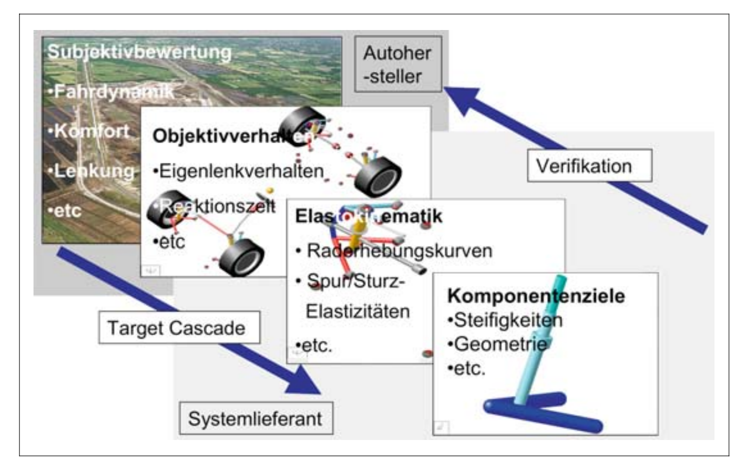


Bild 6-14: Zielwertkaskadierung (*Target Cascade*)

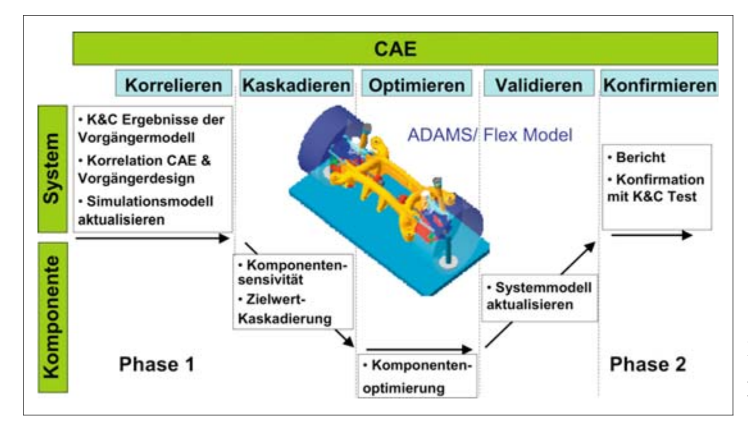


Bild 6-15: Zielwertkaskadierung vom System bis zu den Komponenten

Durch Variation der Steifigkeiten der einzelnen FE-Modelle wird die Sensivität der einzelnen Bauteile auf die Gesamtsteifigkeiten festgestellt. Bauteile mit Steifigkeitssensivität bieten die Möglichkeit, die Gesamtsteifigkeit der Achse maßgeblich zu beeinflussen. Bauteile niedriger Sensivität bieten unter Umständen eine Chance zur Gewichtseinsparung. Aus diesen Ergebnissen können dann neue Steifigkeitsanforderungen für einzelne Komponenten definiert werden. Gibt es Steifigkeitsanforderungen vom OEM, sind die Änderungen mit ihm abzustimmen.

Die auf die neuen Steifigkeitswerte optimierten Komponenten sind in das ADAMS/Flex-Modell einzupflegen und die Einhaltung der Systemspezifikationen im Bezug auf die Elastokinematik ist nachzuweisen.

Normalerweise wird die Zielwertkaskadierung durch Intuition und Probieren (*trial and error*) durchgeführt. Als eine systematischere Vorgehensweise zur Ermittlung von Komponentensteifigkeiten finden Optimierungsalgorithmen Anwendung, welche in der Lage sind, Bauteilsteifigkeiten in den verschiedenen Belastungsrichtungen aus den gewünschten Systemsteifigkeiten abzuleiten. Die Optimierung bezieht sich also nicht nur auf die Gesamtsteifigkeit des Bauteils, sondern reduziert auch das Material in den Richtungen, in denen keine hohe Steifigkeit notwendig ist.

In vielen Fällen kann somit eine signifikante Gewichtsersparnis der Bauteile, z.B. der Radaufhängung erreicht werden, ohne die Verschlechterung der kinematischen Kennwerte der Radaufhängung [13].

Dieser Prozess der Zielwertkaskadierung kann nur durch Einsatz von virtueller Simulation erfolgen, auf welche in Abschnitt 6.5 näher eingegangen wird.

6.4 Konzeptphase

Die eigentlichen Lösungskonzepte für die Fahrwerkfunktionen werden bereits in der Definitionsphase entschieden. Die noch nicht in der Serie befindlichen – innovativen – Konzepte werden in der Vorausentwicklung nach ihrer Machbarkeit geprüft, um sicher zu sein, dass alle Lösungsansätze realisierbar sind. Die Konzeptphase während der Serienentwicklung dient daher nicht zum Finden neuer Lösungen, sondern vielmehr zur Validierung der im voraus definierten Konzepte bzw. zu deren endgültiger Auswahl, wenn mehrere Parallel-Konzepte vorgeschlagen wurden. Die Modifikationsfreiheit [11] ist in dieser Phase bereits deutlich eingeschränkt (**Bild 6-13**); der Entwicklungsingenieur kann nur noch zwischen den „schubladenreifen“ Technologien, die beim Programmstart identifiziert worden sind, wählen (**Bild 6-16**). Für das Fahrwerk sind als Input des Gesamtfahrzeugs in dieser Phase das Package-Freeze und als Endergebnis das Styling-Freeze wesentlich [7].

Auf Basis des Package-Freeze wird fahrwerkseitig ein Konzeptfahrzeug aufgebaut, das zur physikalischen Absicherung des Fahrwerkkonzepts dient. Gesamtfahrzeugsseitig wird mit dem Styling-Freeze die Aerodynamik definiert, die wesentliche Einflüsse auf die Fahrdynamik, Fahrzeugdurchstömung (z.B. zur Bremsscheibenkühlung) und Fahrgeräusche ausübt. Diese lassen sich heute weitgehend durch Simulationen absichern.

Um die Serienentwicklungsphase in kurzer Zeit ohne Schleifen zu durchlaufen, sind folgende Anforderungen zu erfüllen [6]:

- Fahrwerkkonzept durch das Konzeptfahrzeug abgesichert,
- Motor auf dem Prüfstand abgesichert, Motor und Motorsteuerung entsprechen dem Serienstand,
- Getriebe auf dem Prüfstand abgesichert,
- Karosseriesteifigkeiten bestätigt.

6.5 Virtuelle Simulation

In der Konzeptphase wird versucht, die Aufgaben möglichst durch virtuelle Simulationen zu lösen. Unter der virtuellen Simulation versteht man alle rechnerunterstützten numerischen Berechnungsmethoden.

Die virtuelle Simulation bietet dabei enorme Zeit- und Kostenersparungspotenziale und führt im allgemeinem zu einer erhöhten Entwicklungsqualität.

So können bereits in einem frühen Projektstadium Aussagen über Funktion, Gewicht, Belastungsdaten eines Fahrzeugkonzeptes oder eines Bauteils getroffen werden. Durch die schnelle Änderung am Modell und erneute Simulationen, kann auch an deren Optimierung gearbeitet werden, lange bevor die ersten Prototypenfahrzeuge oder Bauteile für Tests zur Verfügung stehen.

Für den Begriff virtuelle Simulation wird im internationalen Sprachgebrauch die Abkürzung CAE (*Computer Aided Engineering*) verwendet.

Dabei soll hier auf die beiden großen Felder Mehrkörpersimulation (MKS) und Finite Elemente Methode und exemplarisch auf deren Anwendungen in der Fahrwerktechnik eingegangen werden.

Grundlage für den Aufbau von CAE-Modellen sind je nach Projektphase und Wergzeug (MKS oder FEM), erste Annahmen in Bezug auf Fahrzeuggeometrie, Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen etc. oder bereits vorhandene CAD-Modelle mit konkreten (gemessenen) Materialwerten, Gummilagersteifigkeiten etc. oder eine entsprechende Kombination.

Gleichwohl ist anzumerken, dass auf physikalische Tests in der Automobilindustrie auf lange Sicht nicht verzichtet werden kann.

So sollten die verwendeten CAE-Modelle frühestmöglich mit reellen Versuchen validiert werden.
Zudem wird es trotz sich weiter entwickelnder Soft- und Hardware Kriterien geben, die sich nicht virtuell abtesten lassen. Hier seien die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens und des Fahrkomforts beispielsweise genannt.

6.5.1 Software für die Mehrkörpersimulation (MKS)

Die Simulation von Mehrkörpersystemen (MKS) wird eingesetzt, um das Bewegungsverhalten komplexer Systeme zu untersuchen, die aus einer Vielzahl gekoppelter beweglicher Teilen bestehen. Mit MKS lassen sich neben den Bewegungen auch Schnittkräfte und -momente bestimmen, die durch Bewegungen des Fahrzeugs entstehen [14].
Es gibt mehrere Standard MKS-Softwarepakete: ADAMS, SIMPAC, IPG, DADS usw. In der Fahrwerkentwicklung ist z.B. die MSC-Software ADAMS, trotz einiger Schwächen, weit verbreitet.
Die Software ADAMS/Car beinhaltet u.a. eine Datenbank gebräuchlicher Radaufhängungskonzepte (z.B. McPherson, Doppelquerlenker etc.). Diese so genannten Templates lassen sich ohne großen Aufwand an die jeweilige Fahrzeuggeometrie anpassen. Dies ermöglicht auch einen weitgehend problemlosen Austausch von Fahrzeug- oder Fahrwerksmodellen zwischen den an einem Projekt beteiligten Firmen (so denn allseits gewünscht).
Weitere in der Fahrwerkentwicklung eingesetzte ADAMS-Module sind beispielsweise ADAMS/Flex, ADAMS/Tire, ADAMS/Vibrationen [15].

6.5.1.1 Aufbau von MKS-Fahrwerksmodellen mit ADAMS/Car

In diesem Abschnitt werden die für die MKS-Simulationen am Beispiel ADAMS/Car grundlegenden Begriffe aus der Modellbildung und Berechnung zusammengestellt und deren Zusammenhänge untereinander und zum realen Fahrwerk in Kürze erläutert.

Mehrkörpersystem
Ein Mehrkörpersystem ist der Zusammenbau starrer und/oder flexibler massebehafteter Körper, die durch Gelenke (für Translation, Rotation, kardanische Gelenke), Federn, Dämpfer, Gummilager verbunden sind. Diese werden von externen (eingeprägten) Kräften und Momenten oder externen Führungsbewegungen angetrieben und mathematisch durch ein System von differential-algebraischen Gleichungen (DAE) beschrieben.

Mehrkörpersimulation
Die Mehrkörpersimulation ist ein Berechnungsverfahren zur rechnergestützten Lösung oben genannter DAEs mit dem Ziel, die folgenden Größen bereitzustellen:

- Lage-, Geschwindigkeits-, Beschleunigungsvektoren (Translation und Rotation) für die Schwerpunkte und Anbindungspunkte zwischen den Körpern des Systems,
- Trajektorien (Kraft über Einfederung, Längskraft über Querkraft, Spur über Einfederung etc.) und insbesondere auch
- Schnittkräfte und Schnittmomente an den Anbindungspunkten für die Lastenkaskadierung.

Die Begriffe Mehrkörpersystem und Mehrkörpersimulation werden mit MKS abgekürzt. Im Englischen heißen sie *Multi Body System* und *Multi Body Simulation* und werden mit MBS abgekürzt.

6.5.1.2 CAD-Fahrwerkmodell und Mehrkörpersystem

Das Mehrkörpersystem und das CAD-Fahrwerksmodell werden aus demselben Kinematikplan und grundsätzlich mit denselben Kennlinieneigenschaften und ggf. Massen aufgebaut. Da moderne CAD-Systeme ebenfalls einen Mehrkörpergleichungslöser beinhalten, werden sie im Automobilbau auch für Bauraum und Kollisionsuntersuchungen genutzt. Bauteilnachgiebigkeiten, Gummilagersteifigkeiten, etc. werden dabei nicht berücksichtigt. Diese Bauraumanalysen werden im Allgemeinen nur statisch durchgeführt.
Da der Aufbau eines CAE- (MKS) und CAD-Models auf dieselben Eingangsdaten aufsetzt, liegt der Gedanke die Zusammenführung beider Werkzeuge in einem Softwarepaket nahe. Hierauf wird in Abschnitt 6.5.5 noch näher eingegangen.
Bild 6-16 illustriert die geometrischen Äquivalenzen zwischen dem CAD-Modell und dem MKS-Starrkörpermodell für eine McPherson-Vorderachse. Die graphischen Darstellungen der Fahrwerkskomponenten im MKS-Modell dienen im Sinne der Mehrkörperdynamik nur als Visualisierungen, denn für die mathematische Modellbildung sind die Körper durch deren Massen und Massenträgheitsmomente sowie die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen eindeutig definiert [16].

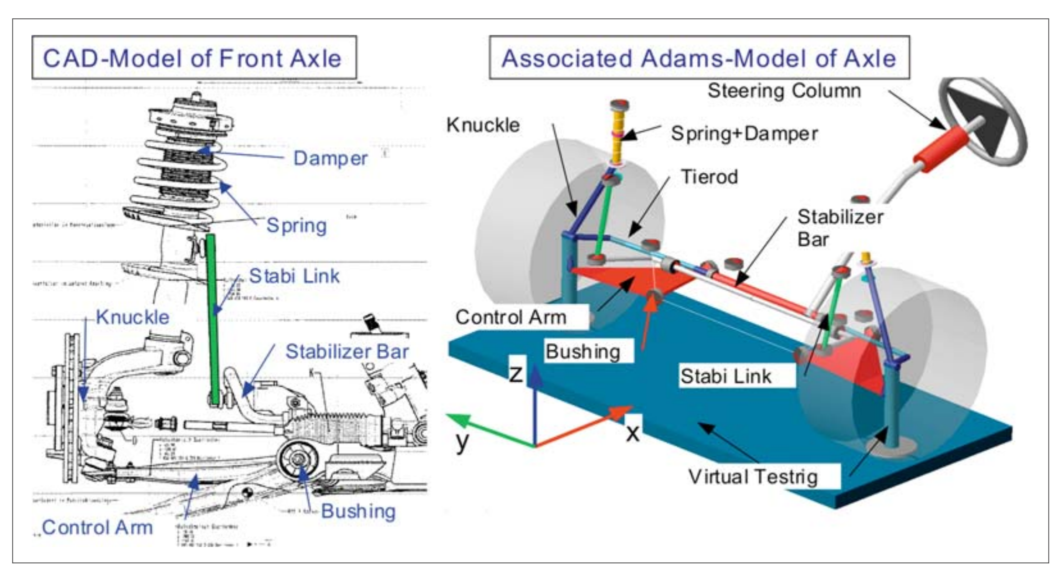


Bild 6-16: Zusammenhang zwischen CAD-Modell und MKS-Modell (ADAMS/Car-Modell)

6.5.1.3 Mehrkörpersimulation mit starren und flexiblen MKS

Kommerzielle MKS-Software bietet seit mehreren Jahren die Option, Elastizitäten massebehafteter Körper zu berücksichtigen. Dazu werden die Verformungen mittels einer Modalanalyse zerlegt und durch relativ wenige modale Koordinaten und Modalformen angenähert. Damit verbleibt ein in der Simulation gut handhabbares Mehrköpersystem. Da Elastizitäten von Achsträgern, Querlenkern und Dämpferbeinen die Schnittlasten bei hochdynamischen Fahrmanövern signifikant beeinflussen können, findet die Integration von Elastizitäten in die Modellbildung immer größere Verbreitung.

Für die Betriebsfestigkeitsanalysen von Fahrwerkskomponenten liefern Starrkörper-MKS-Modelle in der Regel nicht ausreichend genau berechnete Schnittlasten. Daher sind Lastenkaskadierungen grundsätzlich mit flexiblen ADAMS/Car-Modellen durchzuführen (Generierung mittels ADAMS/Flex, s. Abschnitt 6.5.3.6). Der Unterschied zwischen den beiden Modellvarianten ist aus dem **Bild 6-17** und an Simulationsergebnissen aus dem **Bild 6-18** ersichtlich.

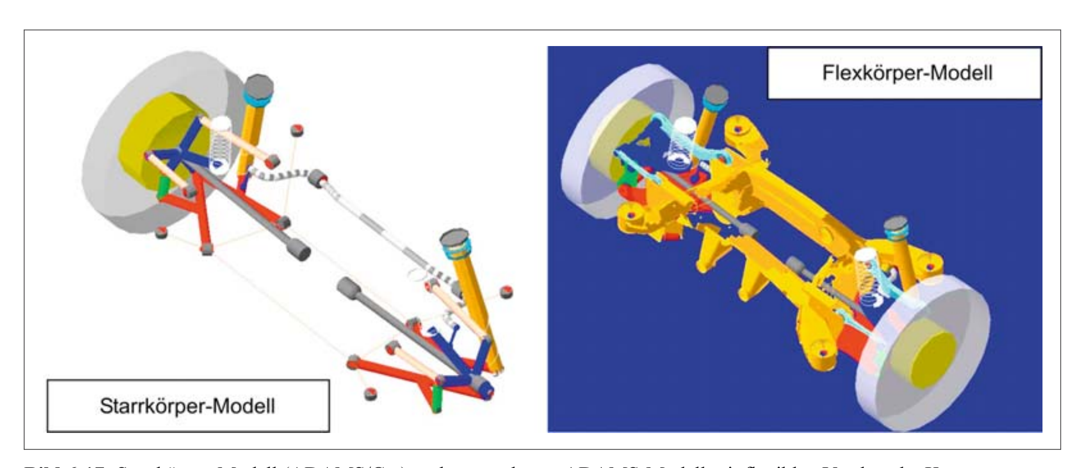


Bild 6-17: Starrkörper-Modell (ADAMS/Car) und zugeordnetes ADAMS-Modell mit flexiblen Vorderachs-Komponenten

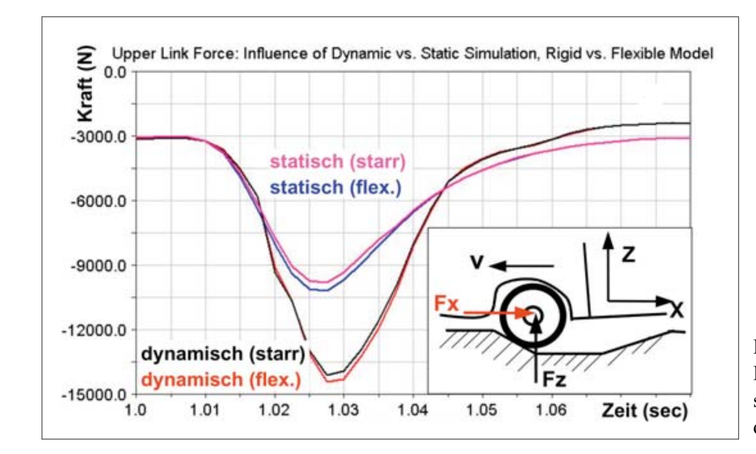


Bild 6-18: Einfluss der Starr- oder Flexkörpersimulation auf die statischen und dynamischen Kräfte

Modellreduktionen durch eine Umwandlung von (einzelnen oder mehrerer) flexiblen Komponenten in Starrkörper sind nur zu empfehlen, sofern der Einfluss der Modellreduktion im Rahmen einer **Sensitivitätsanalyse** quantifiziert wurde. Für die Sensitivitätsanalyse sind Simulationen mit transienten Fahrversuchslasten oder äquivalenten synthetischen Lasten durchzuführen. Dieses Vorgehen, vollständig flexible ADAMS/Car-Modelle gegenüber dem Starrkörpermodell zu verwenden, führt allerdings auf um den Faktor 10- bis 25-mal längere Simulationszeiten.

6.5.1.4 Mehrkörpersimulation mit Gesamtfahrzeug-, Fahrwerk- und Achsmodellen

Generell muss bei der MKS, genauso wie bei jeder anderen Art der Simulation, neben der Auswahl der einzelnen Elemente (z.B. starr oder flexible), der Berechnungsart (z.B. dynamisch oder statisch) auch besonders auf die Randbedingungen des zu simulierenden Versuches geachtet werden. Dies sei am Beispiel eines Dauerfestigkeitsprüfstandes erläutert.

So werden verglichen mit Gesamtfahrzeugmodellen bei der Schnittlastberechnung von Fahrwerkmodellen überhöhte Schnittlasten erwartet, weil das Fahrwerkmodell an die unbewegliche Umgebung, anstatt am nachgiebigen Fahrzeugaufbau angebunden ist. Die resultierende Versteifung gilt nicht nur für virtuelle MKS-Fahrwerksanalysen sondern auch für Fahrwerkstests auf Straßen-Simulations-Prüfständen. Die vorwiegend in der Vertikaldynamik auftretende Schnittlastüberhöhung ist vom Massenverhältnis aus der gefederten Aufbaumasse und der ungefederten Fahrwerkmasse sowie von den Feder- und Dämpfereigenschaften des Fahrwerks abhängig. Die generelle Charakteristik eines linearen Fahrwerkmodells bei harmonischer Kraftanregung zeigt **Bild 6-19**.

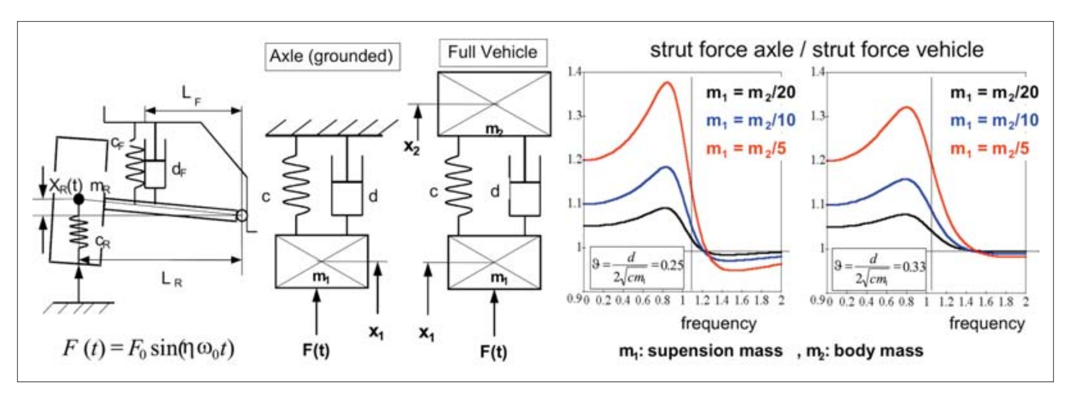


Bild 6-19: Unterschied der Federbeinkraft im Fahrwerk- und Gesamtfahrzeugmodell

Aus der Darstellung der Federbeinkraft des Fahrwerkmodells bezogen auf die des Gesamtfahrzeugs bei der Frequenz Null geht hervor, dass die Überhöhung $(1 + m_1/m_2)$ allein vom Massenverhältnisses bestimmt ist. In der Nähe der normierten Eigenfrequenz des Fahrwerks ist der Fehler des Achsenmodells maximal; er wird durch die dynamischen Eigenschaften vergrößert. Im überkritischen Bereich verschwindet die Differenz zunehmend.

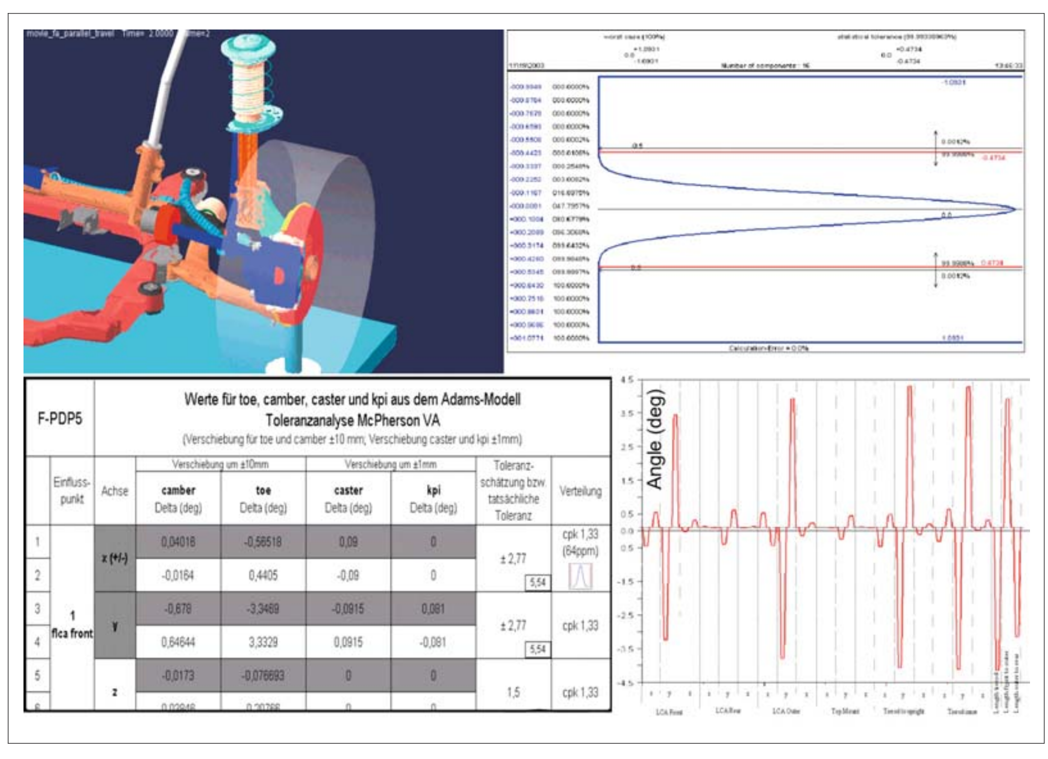
6.5.1.5 Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die kinematischen Kennwerte

Die Fertigungstoleranzen, die, um Kosten zu senken, möglichst groß gewählt werden, können die Funktionserfüllung beeinträchtigen oder Bauraumprobleme verursachen. Die Toleranzen beeinflussen auch die Kinematik der Aufhängung und damit die Fahrwerkkennwerte wie Spur, Sturz, Nachlauf, Spreizung usw. Diese reagieren jedoch auf jede Maßänderung nicht mit gleicher Empfindlichkeit: Es gibt Toleranzen, die ohne weiteres grob gewählt werden können, weil deren Einfluss gering ist, andere wiederum machen sich innerhalb von ein paar zehntel Millimeter bemerkbar. Mit Hilfe der MKS-Software kann man relativ einfach und schnell diese Abhängigkeit simulieren.

Dabei werden die Kinematikpunkte einer Achse (so genannte Hardpoints) in den 3 Raumrichtungen variiert. Ggf. kann mit anderen Größen (z.B. Lenkerlängen) in gleicher Weise verfahren werden. Die Änderungen der oben genannten Kennwerte können dann in Verbindung mit einer Toleranzberechnungssoftware, in welcher die Bauteiltoleranzen in Form von Toleranzketten vorliegen, Aussagen darüber getroffen werden, ob die Achse innerhalb oder außerhalb eines geforderten Toleranzbandes liegt [17].

Anhand dieser Berechnungsergebnisse werden dann die Toleranzen in wenigen Schleifen neu bestimmt.

Dabei gilt es die Toleranzen so fein wie nötig aber so grob wie möglich auszulegen, um schließlich zu einem optimalen Ergebnis in Bezug auf Kosten und Funktion zu gelangen. (**Bild 6-20**).



F-PDP5	Werte für toe, camber, caster und kpi aus dem Adams-Modell Toleranzanalyse McPherson VA (Verschiebung für toe und camber ±10 mm; Verschiebung caster und kpi ±1mm)							
			Verschiebung um ±10mm		Verschiebung um ±1mm			
	Einfluss-punkt	Achse	**camber** Delta (deg)	**toe** Delta (deg)	**caster** Delta (deg)	**kpi** Delta (deg)	Toleranz-schätzung bzw. tatsächliche Toleranz	Verteilung
1	**1 flca front**	**x (+/-)**	0,04016	-0,56518	0,09	0	± 2,77 5,54	cpk 1,33 (64ppm)
2			-0,0164	0,4405	-0,09	0		
3		**y**	-0,678	-3,3469	-0,0915	0,081	± 2,77 5,54	cpk 1,33
4			0,64644	3,3329	0,0915	-0,081		
5		**z**	-0,0173	-0,076693	0	0	1,5	cpk 1,33
6			[illegible]	[illegible]	0	0		

Bild 6-20: Toleranz-Empfindlichkeitsuntersuchung mit der MKS-Software

6.5.2 Software für Finite Elemente Methode (FEM)

Die FEM ist ein numerisches Verfahren, das allgemeine Feldprobleme näherungsweise löst, indem das betrachtete Kontinuum durch eine endliche (finite) Anzahl kleiner Elemente angenähert (diskretisiert) wird. Zweck der Festigkeits- und Verformungsanalysen mittels FEM ist es, ein Bauteil oder eine Baugruppe aus einem definierten Zustand des Entwicklungsprozesses im Hinblick auf seine mechanischen Eigenschaften unter realen oder angenommenen Beanspruchungen zu beurteilen, bevor aufwändige Prüfstandversuche initiiert werden. Der linear- bzw. nichtlinearstatische Kontext der FE-Analyse berücksichtigt Beanspruchungen ohne Zeitabhängigkeit (d.h. ohne Dynamik), aber mit nichtlinearen Parametern (z.B. Kontakte, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten) [6]. Mit der FEM jedoch können auch dynamische Schwingungsprobleme analysiert und Betriebsfestigkeitsanalysen durchgeführt werden.

Erforderliche Angaben

In jedem Fall ist ein FE-Netz oder ein zur Erzeugung eines Netzes geeignetes CAD-Modell der Baugruppe/des Bauteils bereitzustellen. Dieses Modell muss alle relevanten Körper sowie Geometrien wie z.B. Kinematikpunkte, Verschraubungspunkte oder Feder/Dämpfer-Orientierungen beinhalten. Das CAD-Modell muss einen dokumentierten, verbindlich gültigen Entwicklungsstand wiedergeben.

Es müssen geeignete Werkstoffdaten vorliegen. Diese sind in linearen Simulationen E-Modul, Querkontraktion, ggf. Dichte und mindestens die Fließgrenze (R_{p02}). In nichtlinearen Simulationen muss zusätzlich die vollständige Fließkurve (bei Raumtemperatur oder bei entsprechender Simulationstemperatur) bekannt sein. Je nach abzudeckenden Aspekten können weitere Angaben erforderlich werden.

Die Beurteilung von Bauteil-, Baugruppensteifigkeiten setzt die Kenntnis entsprechender Soll- oder Grenzsteifigkeiten voraus. Für die Betriebsfestigkeitsberechnungen sind zusätzlich zyklische Werkstoffkennwerte notwendig.

Neben den Werkstoffkennwerten sind Randbedingungen (sowie Anfangsbedingungen bei dynamischen Analysen) zu spezifizieren. Die Randbedingungen sind bekannte Kräfte und Momente bzw. Verschiebungen (und Geschwindigkeiten) an Lagerstellen. Weiterhin sind Kontaktbedingungen zwischen den Bauteilen eines FEM-Modells festzulegen (z.B. zwischen Zapfen und Bohrung eine formschlüssige Verbindung).

Kommerzielle FEM-Softwaremodule

Auch für die FEM gibt es zahlreiche Standard-Software: ABAQUS, ANYSYS, NASTRAN, MARC-Mentant. Für die Simulationssteuerung und -vernetzung werden Hilfsprogramme angeboten wie PATRAN oder HYPERMESH. Es gibt unterschiedliche Anwendungen [18]:

- ♦ Programme zur Vernetzung,
- ♦ Programme für lineare Berechnungen,
- ♦ Programme für nichtlineare Berechnungen,
- ♦ Programme zur Schwingungsanalyse,
- ♦ Programme für Crashsimulationen,
- ♦ Programme zur Simulation von Fertigungsverfahren,
- ♦ Programme für Topograpie- (Shape)optimierung,
- ♦ Programme für Topologieoptimierung,
- ♦ Programme für Betriebsfestigkeitsberechnungen.

Für die Auslegung der Radträger und Lenker aus Stahl oder Aluminium, hergestellt durch Kokillengießen, Druckgießen, Kaltfließpressen oder Schmieden, empfiehlt sich einen Standardablauf, der die Bauteile mit Hilfe von oben genannten FEM-Anwendungen optimiert (Abschnitt 6.6.1).

6.5.2.1 Klassifizierung der Analysen

Statische FE-Berechnungen können zunächst in lineare und nichtlineare Analysen eingeteilt werden. Lineare Analysen sind – von der Vernetzung eines Bauteils abgesehen – schneller und einfacher durchzuführen, berücksichtigen jedoch keine nichtlinearen Aspekte wie z.B. große Verformungen, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten oder Kontaktbereiche. Sie können daher nur dann sinnvoll verwendet werden, wenn entweder die Beanspruchungen hinreichend gering sind, lineares Werkstoffverhalten vorausgesetzt werden kann oder das Verlassen des linearen Bereiches erkannt und berücksichtigt wird. Beispiele hierfür:

1. Wird die Fließgrenze eines metallischen Werkstoffes überschritten, d.h., treten Spannungen oberhalb R_{p02} auf?
   Bis R_{p02} wird ein linearer Zusammenhang zwischen Dehnungen und Spannungen angenommen.
2. Wie groß sind die elastischen (reversiblen) Verformungen des Bauteils/der Baugruppe unter einer gegebenen Beanspruchung (Steifigkeitsanalyse)?
   Dies setzt voraus, dass Punkt 1 erfüllt ist.
3. Welche Bereiche eines Bauteils sind potenziell kritisch, d.h. unterliegen lokalen Spannungsüberhöhungen?
   Es werden primär die Orte identifiziert, an denen relativ hohe Spannungen vorliegen; die Höhe der Spannungen ist von sekundärem Interesse.

Nichtlineare Analysen sind sowohl numerisch (Rechenzeiten) als auch in der Modellierung erheblich aufwändiger, decken aber wesentlich mehr Aspekte der Realität ab, wie z.B. Kontaktbereiche, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten, große Verformungen.

Durch nichtlineare Analysen können daher komplexere Probleme detaillierter beurteilt werden, als dies mit einer linearen Analyse möglich ist. Beispiele für nichtlineare Standardberechnungen sind:

1. Wie groß ist die maximal übertragbare Kraft im Druckbereich eines Zweipunkt-Lenkers oder einer Spurstange?
   Es handelt sich hierbei um ein Knickproblem, das durch sehr große Verformungen und in der Regel Dehnungen weit im plastischen Bereich gekennzeichnet ist.
2. Welche Beanspruchungen treten im Presssitz eines Kugelzapfens auf?
   Kontakte stellen so genannte nichtlineare Randbedingungen dar.
3. Wie verhalten sich Elastomerbauteile?
   Es liegt nichtlineares Werkstoffverhalten vor.

Die Entscheidung über die Analyseklasse muss daher unter Einbezug des Analyseziels, einer Aufwandsabschätzung und des Entwicklungsstadiums der Baugruppe/des Bauteils getroffen werden. Sie muss von Fall zu Fall neu getroffen werden; generell gilt, dass die Detaillierung einer FE- Aufgabenstellung zur Detaillierung und Reife der Baugruppe/des Bauteils korrelieren sollte.

Innerhalb der linearen bzw. der nichtlinearen Berechnung soll an dieser Stelle zwischen Festigkeits- und Steifigkeitsanalysen unterschieden werden.

6.5.2.2 Festigkeitsanalysen

Die Festigkeit ist die wichtigste Frage bei der Dimensionierung tragender Bauteile. Im Rahmen von Festigkeitsanalysen stehen die Beanspruchungen des Bauteils bzw. des Werkstoffes unter einer definierten Beanspruchung im Vordergrund. Mögliche Ergebnisse der FE-Analyse sind z.B. Spannungen, Dehnungen oder Flächenpressungen, deren lokale oder absolute Maximalwerte mit bekannten und gesicherten Werkstoffkennwerten verglichen werden. Aus diesem Vergleich können Aussagen über Versagenswahrscheinlichkeit, Werkstoffausnutzung oder Optimierungspotenzial getroffen werden (**Bild 6-21**). Die Genauigkeit der Ergebnisse hängt von der Güte des Modells und dessen Diskretisierungsgrad sowie von genauer Beschreibung der Belastungen ab.

6.5.2.3 Steifigkeitsanalysen

Immer mehr Komponenten im Fahrwerk müssen nach Steifigkeitsanforderungen dimensioniert werden. Bei Steifigkeitsanalysen werden im Wesentlichen die Verschiebungen betrachtet, die an den Krafteinleitungspunkten unter einer definierten Beanspruchung auftreten. Mögliche Ergebnisse sind z.B. Kraft-Verschiebungskurven, deren Steigungen ein Maß für die Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit des Bauteils an den betrachteten Punkten (z.B. Kinematikpunkten) darstellen. Die Genauigkeit liegt im Bereich der Messgenauigkeit, die Prognosegüte ist daher so hoch, dass die Beurteilung der Bauteilsteifigkeiten ohne Versuche erfolgen kann.

Steifigkeiten spielen eine besondere Rolle bei der Elastokinematik einer Baugruppe. Es können auch dynamische Steifigkeiten ermittelt werden. Wegen des statischen Charakters sind jedoch dynamische Effekte wie Schwingungen und Resonanzerscheinungen mit den Steifigkeitsanalysen nicht ermittelbar.

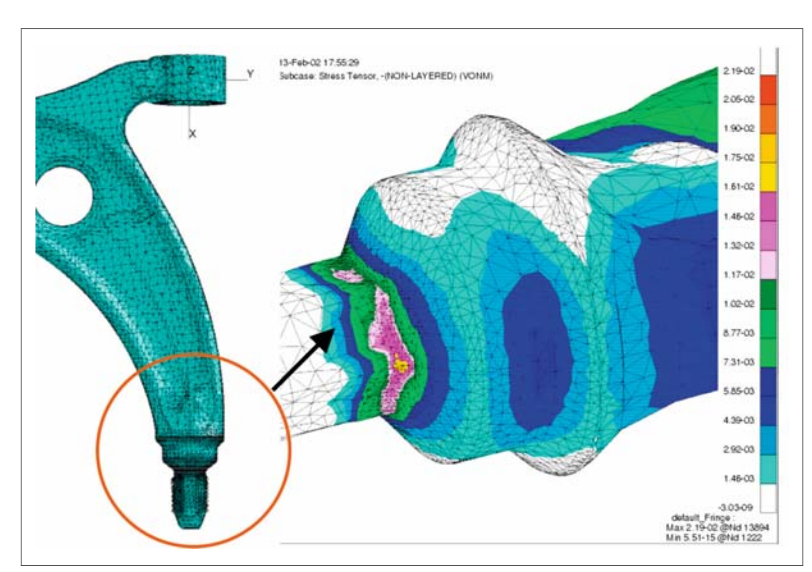


Bild 6-21:
Mit FEM berechneter Lenkerarm

6.5.2.4 Eigenfrequenzanalysen

Die FEM-Software kann gleichzeitig die Eigenform der Bauteile unter den Betriebslasten ermitteln. Besonders die erste Eigenform des Bauteils ist für das NVH-Verhalten von großer Bedeutung und wird in den Bauteillastenheften sehr häufig mit angegeben. Ziel ist immer mit der ersten Eigenfrequenz unter der geforderten Schwingzahl zu bleiben, um spätere Körperschallübertragungsprobleme und Eigenfrequenzschwingungen zu vermeiden.

6.5.2.5 Lebensdauer-Betriebsfestigkeit

Wie die Spannungen und die Steifigkeiten lassen sich mit FEM-Software auch die Lebensdauer- bzw. Betriebsfestigkeiten vorausberechnen. Grundlage der Berechnung ist die Abbildung des Ermüdungsverhaltens von Bauteilen mit mathematischen Modellen. Diese beziehen sich ausschließlich auf die Bauteile unter schwingenden Beanspruchungen mit dem Versagenskriterium Bauteilbruch bzw. Bauteilanriss. Diese Modelle werden anhand von experimentellen Beobachtungen ermittelt (**Bild 6-22**).

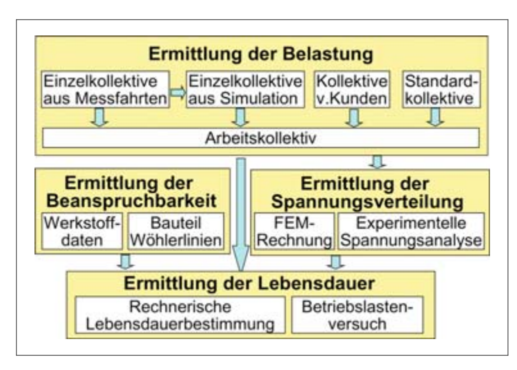


Bild 6-22: Gebiete der Betriebsfestigkeitsanalyse

Das Modell ist dasselbe wie das FEM-Modell. Einzugeben sind zusätzlich Zeit- und Ablaufabhängigkeit der Belastungen sowie die zyklischen Werkstoffkennwerte (z.B. Wöhlerlinien). Das Programm berechnet aus dem Last-Zeit-Verlauf resultierende Summenschädigungen und bewertet diese nach definierten Versagenskriterien [19].

Das **Nennspannungskonzept** ist leicht anwendbar, benötigt aber Bauteil-Wöhlerlinien, die experimental bestimmt werden müssen. Es ist gut geeignet für die, in ähnlicher Form häufig vorkommende Bauteile.

Das **örtliche Konzept** benutzt allgemein bekannte bauteilunabhängige Werkstoff-Wöhlerlinien, dessen Ergebnisse jedoch nicht genau sind. Dafür ist es gut geeignet für komplexe Beanspruchungsfälle.

Das **Strukturspannungskonzept** ist zur Berücksichtigung der speziellen Randbedingungen bei Schweißnähten geeignet. Basis ist die rückberechnete Wöhlerlinie. Für jede Last-Zeit-Folge wird von Umkehrpunkt zu Umkehrpunkt die komplette Last-Dehnung ermittelt. Davon lässt sich mit Hilfe der Wöhlerlinie die zugehörende Versagensspielzahl ermitteln [19]. Der Anriss (1 mm Risslänge) am Bauteil tritt ein, wenn die Summe aller Teilschädigungen den Wert 1 ergibt. Solche Punkte werden dann farblich dargestellt: Rote Farbe markiert die Stellen größter Schädigung (**Bild 6-23**). Die Aussagegenauigkeit der Betriebsfestigkeitssimulationen zur Lokalisierung der schwächsten Stellen (Rissanfang) ist sehr hoch, jedoch die der ermittelten Lebensdauerzyklen noch mittelmäßig.



Bild 6-23: Berechnete und tatsächliche Dauerbruchstelle eines Traglenkers

6.5.2.6 Crash-Simulationen

Auch für die Strukturteile des Fahrwerks (Lenker, Hilfsrahmen) ist die Analyse deren Crash-Verhaltens von Bedeutung. Im Gegensatz zu oben erklärten FE-Methoden, die auf implizierten numerischen Verfahren beruhen, wird zur Nachbildung der Crash-Abläufe die explizite FE-Methode angewandt. Es wird zu jedem Zeitpunkt und an jeder Stelle der FE-Struktur das dynamische Gleichgewicht gebildet. Unter bestimmten Annahmen wird sichergestellt, die für die implizite Methode typische Gleichungslösung der Steifigkeitsmatrix durchzuführen, um hochgradig nichtlineare Probleme mit vertretbarer Rechenzeit zu bearbeiten. Die notwendigen Werkstoffkennwerte müssen jedoch auch deren Hochgeschwindigkeitsverhalten wiedergeben, die nicht überall in der Literatur zu finden sind. Die Methode vereint die Vorteile der FEM- und MKS-Verfahren. In die Crash-Simulation lassen sich auch die Insassen und Fußgänger mit einbeziehen, um den Verletzungsgrad zu simulieren. Zur Auswertung werden Beschleunigungsverläufe, Energieaufnahme, örtliche Deformationen herangezogen. Damit lassen sich sehr teure und zeitintensive Versuchserprobungen sparen.

6.5.2.7 Topologie- und Formoptimierung

FEM-Software wird nicht nur für die Berechnungen an konstruierten Bauteilen eingesetzt sondern auch für die optimierte Gestaltung dieser Bauteile. Unter Angabe von Lasten und Randbedingungen sowie geforderten Entwicklungszielen (max. Steifigkeit, hohe Eigenfrequenz, min. Masse, max. zulässige Spannungen) ermittelt auf Basis der FEM geschriebene Topologieoptimierungssoftware bereits vor dem ersten Konstruktionsentwurf eine anforderungsgerechte Bauteilgestalt oder ideale Anordnung von Rippen, Sicken, Verprägungen. Damit wird nicht nur zeitaufwändiges Modellieren des Bauteils umgangen, sondern automatisch eine Gewicht- oder Spannungsoptimierung realisiert.

Topologieoptimierung ist ein Verfahren zur Bestimmung einer optimalen Materialverteilung innerhalb eines vorgegebenen Bauraums zur konzeptionellen Ermittlung optimaler Geometrien, Rahmenstrukturen, Rippenanordnungen oder zur Entfernung von unterbeanspruchten Bauteilbereichen.
Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist eine ideale Bauteilgeometrie, die jedoch so noch nicht herstellbar ist. Dieses Modell wird zur CAD zurückgeführt und entsprechend der Feinheiten des Herstellungsverfahrens überarbeitet. Anschließend muss es mit herkömmlichen FEM erneut nach Spannungen und Steifigkeiten berechnet werden (**Bild 6-25**).

Topografieoptimierung ist ein Verfahren zur Ermittlung von Verprägungsmustern bei dünnwandigen Bauteilen z.B. zur Entwicklung von anforderungsgerechten Versickungen (**Bild 6-24**).

Parameteroptimierung ist ein Verfahren zur Ermittlung idealer Bauteilparameter wie Wandstärken, Feder-, Balken- oder Querschnittsgrößen.
Bei der Optimierung lassen sich die Fertigungseinschränkungen wie z.B. Einhaltung der minimalen Strukturabmessungen, Entformungsrichtungen, Versickungen und Symmetrievorgaben berücksichtigen.

6.5.2.8 Simulation der Fertigungsverfahren

Die FEM ermöglicht auch die Simulation der Abläufe für die Herstellungsprozesse der Bauteile. Bekannt sind die Simulationssoftware für Gießen, Schmieden, Umformen, Kaltfließpressen etc. Diese Simulationen zeigen, wie gut die vorgeschlagene Bauteilgeometrie für das gewählte Verfahren geeignet ist. Dadurch lässt sich bereits im Vorfeld ohne Werkzeuge und Maschinen die Geometrie so optimieren, dass sich später bei der Fertigung keine Probleme ergeben. Es ist heute üblich, jedes Bauteilmodell zuerst durch Simulation auf die Fertigungseignung hin zu prüfen, bevor die Prototypenwerkzeuge hergestellt werden.

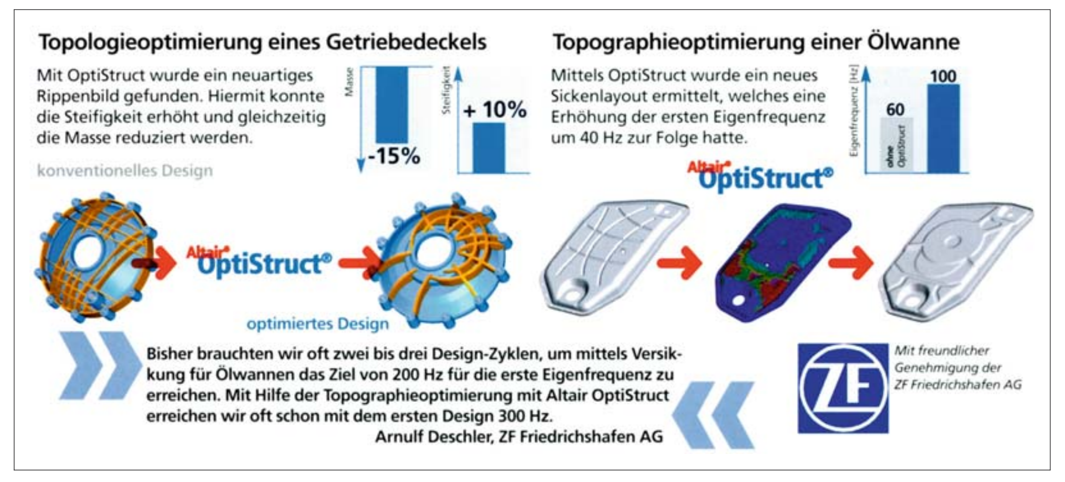


Bild 6-24: Beispiele für Topologie- und Topographieoptimierung mit FEM [19]

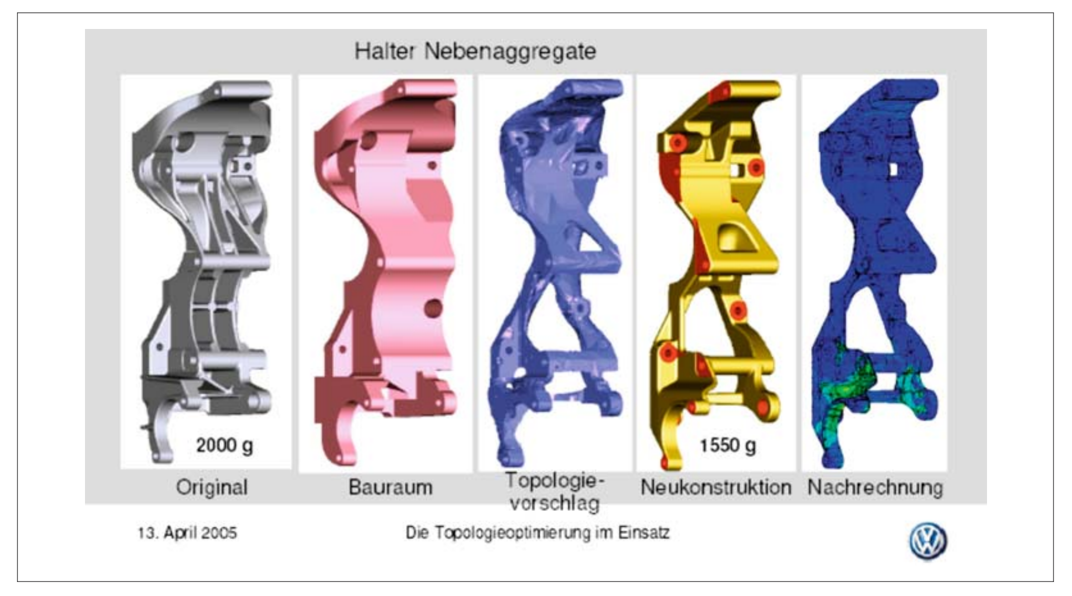


Bild 6-25: Beispiele für die Optimierung, Anpassung und Nachberechnung eines Fahrwerkbauteils [20]

6.5.3 Vollfahrzeugsimulation

Nicht nur die Bauteile und Systeme sondern auch ein Vollfahrzeug lässt sich virtuell simulieren, nämlich mit MKS-Software. Mit einer Vollfahrzeugsimulation kann man das Fahrzeug über eine virtuelle Fahrbahn fahren und dabei beliebige Fahrmanöver durchführen lassen. Somit wird nicht nur fahrdynamisches Verhalten und Kennwerte des Fahrzeugs beurteilt, sondern es lassen sich die Kräfte, die dabei entstehen, bis zu den Schnittstellen der einzelnen Bauteile zerlegen, die dann die Grundlage für die Bauteilauslegung bilden. Hierzu muss natürlich ein sehr aufwändiges Modell für das Gesamtfahrzeug erstellt werden. Je nach dem Untersuchungsschwerpunkt können jedoch nicht interessierende Bauteile als sehr einfache Einzelmassen konzentriert in ihrem tatsächlichen Schwerpunkt dargestellt werden.
Die Entwicklung des Gesamtfahrzeuges obliegt dem OEM. Somit wäre dieser auch verantwortlich für den Aufbau, Korrelation und Pflege der Vollfahrzeugsimulationsmodelle. Dies ist auch dadurch bedingt, dass nur der OEM im Besitz aller zur Simulation notwendigen Daten ist (Fahrwerk, Karosserie, Antriebsstrang, Reifenmodelle etc.).
Der Aufbau eines Vollfahrzeugmodells bei Lieferanten ist also nur dann sinnvoll, wenn dazu notwendige Daten vom OEM zur Verfügung gestellt werden. Ist dies der Fall, kann der Lieferant folgendes Entwicklungspaket abwickeln:

- Aufbau, Pflege des Gesamtfahrzeugmodells,
- Korrelation anhand von Standard-Fahrmanövern,
- Auswirkungen von Änderungen in der Elastokinematik des Fahrwerkes auf die Fahrdynamik,
- Berechnung von dynamischen Schnittlasten für die Bauteilauslegung.

Ein Herunterbrechen der Kennwerte für das Fahrverhalten (z.B. Eigenlenkgradient, Ansprechverhalten, Stabilität, Aufbaueigenfregenzen etc.) sollte federführend vom OEM durchgeführt werden.

6.5.3.1 Fahrdynamiksimulation

Zur Simulation des Fahrdynamik- und Eigenlenkverhaltens benötigt man neben einem Vollfahrzeugmodell auch ein Fahrbahnmodell und die Definition der Fahrmanöver. Hierzu gibt es von allen OEMs akzeptierte typische Standardfahrmanöver (**Tabelle 6-1**).
Die Fahreigenschaften werden in starkem Maß von der Kraftübertragung am Reifen bestimmt. Daher müssen die Reifeneigenschaften genau vermessen und modelliert werden.

6.5.3.2 Kinematik/Elastokinematik

Die Elastokinematik einer Achse mit ihren wesentlichen Kenngrößen Spur, Sturz, Nachlauf, Radmittelpunktsverschiebungen, etc., ist wesentlicher Einflussfaktor für die Fahrdynamik eines Fahrzeuges.
Bei deren Ermittlung gilt der Elastokinematik-Prüfstand (*Kinematics & Compliance Rig*, K&C Rig) als maßgeblich. Man kann dabei in kinematische und elastokinematische Kenngrößen unterscheiden.



eXasis – Materialinnovation trifft Visionen

eXasis ist das dritte Konzeptfahrzeug, das von Rinspeed und Bayer MaterialScience entwickelt wurde.
Eine automobile Skulptur von esoterischer Transparenz:

- durchsichtige Karosserie und Bodenplatte aus Makrolon®
- gerippte Sitzelemente aus Makrolon®
- transparente Polyurethan-Gel-Kopfstützen aus Technogel®
- Chromeffekt-Lackierung auf Basis der Lackrohstoffe Desmodur® und Desmophen®

Denkanstöße für das Serienauto von morgen. VisionWorks.

Info: www.autocreative.com · www.rinspeed.com
Kontakt: info@autocreative.com



Lorenz-Knoll-Design

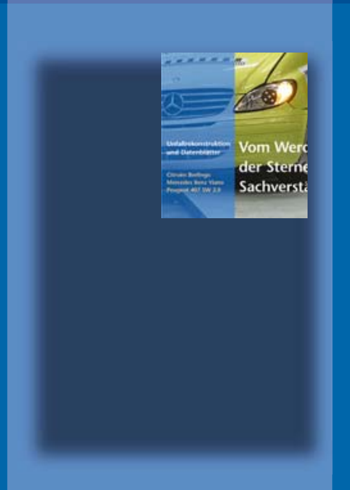
Dienstagmorgen, Kantine des Forschungszentrums:

„Ist unser Job nicht extrem hart?“

„Ja, aber dafür wird die neue VKU wieder extrem gut!“

Womit sich die Crashtest-Dummys beschäftigt haben, können Sie als Leser der Fachzeitschrift „VKU Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik“ aus erster Hand erfahren. Und nicht nur das: Hier finden Sie als Experte die neuesten Ergebnisse aus Schadenspraxis, Unfallforschung und Kraftfahrzeugtechnik.

Denn ob Kfz-Sachverständiger, Gutachter, Anwalt, Unfallforscher oder Spezialist für Kraftfahrzeugtechnik – Sie alle beschäftigen sich mit immer komplexeren Schadensfällen. VKU liefert Ihnen die notwendigen aktuellen Fachinformationen zur Unterstützung Ihrer täglichen Berufspraxis. **Fordern Sie jetzt Ihr kostenloses Probe-Exemplar an!**



Vieweg Verlag Leserservice | Abraham-Lincoln-Str. 46 | 65189 Wiesbaden
Telefon 0611.7878 151 | Telefax 0611.7878 423 | vieweg@abo-service.info
www.all4engineers.com

Tabelle 6-1: Standard-Fahrmanöver, Messgrößen

Fahrmanöver	Zu messende Größen	Auswertung
Stationäre Kreisfahrt DIN 4138	Lenkradwinkel / Lenkmoment Längs-/ Quergeschwindigkeit Gier-/ Querbeschleunigung Wank- / Schwimmwinkel	Eigenlenkgradient, Wankwinkel bei ay = 4m/s**2, Gesamtschwerpunkt-erhebung
Lastwechselreaktionen bei Kreisfahrt DIN ISO 9816	Lenkradwinkel Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung Wank- / Nickwinkel, Fahrspurradius	Zeit- und wegabhängige Darstellung der Größen
Bremsen Beschleunigen DIN ISO 7975	Lenkradwinkel Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung Wank- / Nickwinkel, Spurabweichung	Zeit- und wegabhängige Darstellung der Größen
VDA- Richtlinie Spurwechseltest	Lenkradwinkel Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung	Zeit- und wegabhängige Darstellung der Größen
Sinus Lenken DIN ISO 8725	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung Wank- / Nickwinkel	Frequenzabhängige Darstellung der Größen
Lenkwinkelsprung	Lenkradwinkel Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung Wank- / Nickwinkel	Zeitabhängige Darstellung der Größen
Lenkradanreißen	Lenkradwinkel Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung Wank- / Nickwinkel	Zeitabhängige Darstellung der Größen

Kinematische Tests
Die Achse ist fest eingespannt: die Räder werden gleich und wechselseitig ein- und ausgefedert. Dabei werden im Allgemeinen Spur, Sturz sowie Radmittelpunktsbewegungen aufgezeichnet.

Elastokinematische Tests
Die Achse ist fest eingespannt: an den Radaufstandspunkten werden Längs- und Querkräfte aufgebracht. Dabei werden im Allgemeinen Spur, Sturz sowie Radmittelpunktsbewegungen aufgezeichnet. Die MKS-Simulationsmodelle sind zwingend mit flexiblen Bauteilen (FEM-Modelle) aufzubauen (**Bild 6-26**, **Bild 6-17**).

Beim Projektstart werden Zielwerte im Hinblick auf das elastokinematische Verhalten festgelegt, **Bild 6-27** zeigt dazu Beispiele. Aus diesen Kurven werden Werte entnommen, wie z.B. Spur bzw. Sturznachgiebigkeit, welche die Steigung der Kurve in einem spezifischen Punkt (meist Konstruktionslage, KO-Lage) darstellen.



Bild 6-26: ADAMS/Flex-Model einer Vorderachse für K&C-Tests

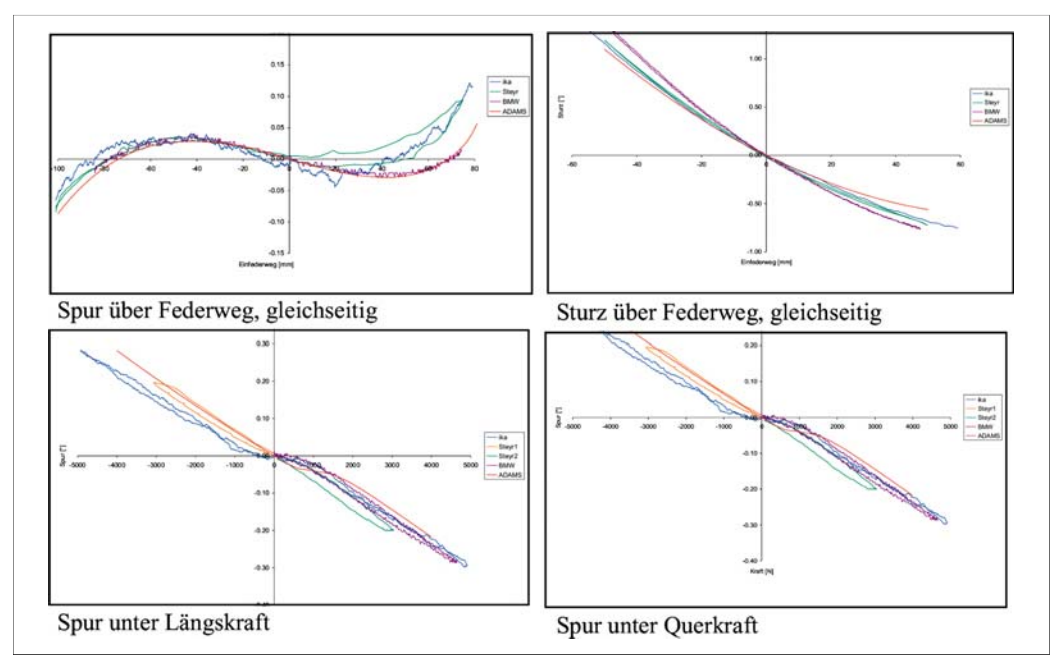


Bild 6-27: Elastokinematische Ergebnisdarstellungen

6.5.3.3 Standard-Lastfälle

Da am Beginn der Fahrwerksauslegung noch keine bzw. nur am Prototypen gemessene Radlasten vorliegen, werden die Lasten aus Standardfahrmanövern abgeleitet. Diese Fahrmanöver werden als quasi-statisch, d.h., zeitunabhängig angenommen. Aus den Standard-Lastfällen lassen sich durch ADAMS-Simulationen Schnittlasten für quasi-statische FE-Berechnungen (Strukturfestigkeit, Betriebsfestigkeit) ermitteln.
Diese Standardlasten finden sich bei vielen Fahrzeugherstellern in ähnlicher Form.
Die Radlasten werden entweder als Radbeschleunigungen oder als Zahlenwerte für Kräfte/Momente angegeben. Die Beschleunigung ist allgemeiner, da sie unabhängig von der Achslast ist. Die **Tabelle 6-2** zeigt Standard-Lastfälle für die Festigkeitsauslegung (Lastfall 1 bis 10) und Lastfallpaare für die Betriebsfestigkeitsanalyse (11, 12), (13, 14), (15, 16).

6.5.3.4 MKS-Modellverifikation

Um die Aussagekraft der Simulation, deren Glaubwürdigkeit und das Vertrauen in deren Ergebnisse zu erhöhen, ist ein Abgleich mit vorhandenen Versuchsergebnissen durchzuführen. Des Weiteren ist im Rahmen einer funktionellen Absicherung einer Systementwicklung ein enges Zusammenwirken von Versuch und Simulation unerlässlich, um ein Höchstmass an Effizienz zu erreichen.

Tabelle 6-2: Standardlastfälle für Strukturfestigkeit

	Standard-Lastfälle Strukturfestigkeit	Beschleunigung[g]		
		x	y	z
1	Stehendes Auto	0,00	0,00	1,00
2	Vertikaler Stoß 3,0 g	0,00	0,00	3,00
3	Längsstoß 2,25 g	2,50	0,00	1,00
4	Seitlicher Stoß 2,25 g	0,00	2,50	1,00
5	Kurvenfahrt rechts 1,25 g	0,00	1,25	1,00
6	Bremsen bei Kurvenfahrt	0,75	0,75	1,00
7	Rückwärtsbremsen 1,0 g	1,00	0,00	1,00
8	Beschleunigen -0,5 g	-0,5	0,00	1,00
9	Kurvenbeschleunigung 0,7 g	-0,5	0,50	1,00
10	Diagonallast: vl und hr	0,00	0,00	1,75
11	Vertikal Einfedern 2,25 g	0,00	0,00	2,25
12	Vertikal Ausfedern 0,75 g	0,00	0,00	0,75
13	Kurvenfahrt rechts 0,75 g	0,00	0,75	1,00
14	Kurvenfahrt links 0,75 g	0,00	-,75	1,00
15	Bremsen 0,75 g	0,75	0,00	1,00
16	Beschleunigen 0,5 g	-0,5	0,00	1,00

Tabelle 6-3: Vergleich MKS/Prüfstandergebnisse

Feld	Name	Simulation	Prüfstand	Auswertung
Fahrdynamik	Fahrmanöver	ADAMS Full Vehicle	Teststrecke	Eigenlenk- und Ansprechverhalten
	K&C-Rig	ADAMS Full Suspension	K&C-Anlage	Spur/Sturz, Radmittelpunktsverschiebung
NVH	4-Post-Rig	ADAMS 4-Post-Rig	4-Stempelanlage	Aufbaueigenfrequenz (0 bis 25 Hz)
	Transferfunktion	ADAMS Vibration	Impulshammer	Übertragungfunktion (0 bis 500 Hz)
Lastmanagement	SSP-Dauerlauf	Virtuell ADAMS Testing	SSP-Prüfstand	Relative Schädigungen, Schnittlasten

Der Vergleich der Ergebnisse aus der Mehrkörpersimulation/Versuch kann dabei in mehreren Feldern erfolgen (**Tabelle 6-3**).

6.5.3.5 NVH

Im Bezug auf NVH lassen sich im Niederfrequenzbereich (0 bis 25 Hz) Untersuchungen auf der virtuellen Vierstempelanlage durchführen. Dabei können Wank-, Nick- und Gierfrequenzen des Aufbaus sowie Radaufhängungsfrequenzen bestimmt werden. Die Diagramme in **Bild 6-28** zeigen den Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Daten. Besonderes Augenmerk beim Abgleich von Messung und Rechnung ist auf die Randbedingungen am Reifenaufstandspunkt zu richten (freischwimmend, eingespannt). **Tabelle 6-4** zeigt die untersuchten Anregungsarten.

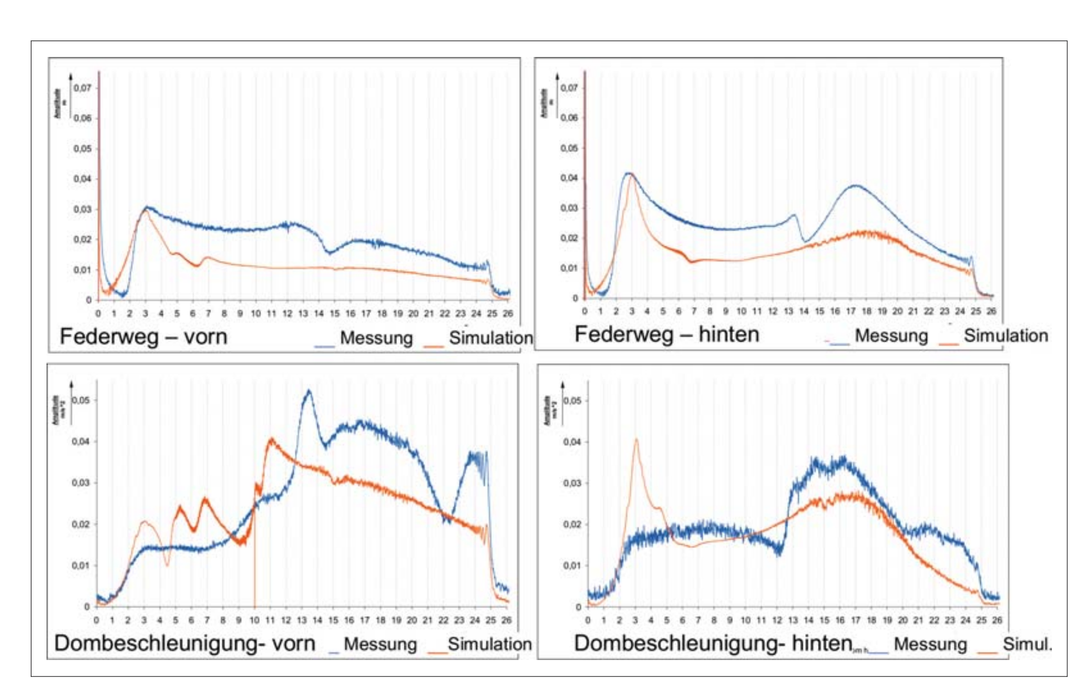


Bild 6-28: Vergleich von Messung und Berechnung bei Hubanregung einer 4-Stempelanlage

Tabelle 6-4: Schwingungserregung auf der Vierstempelanlage

Anregungsart	Frequenz	Amplitude	Signale	Darstellung
Heben Nicken Wanken Diagonal	0 bis 25 Hz	< 5 mm	Aufbabeschleunigung, Winkelauslenkung, Einfederweg	Darstellung im Frequenzbereich

6.5.3.6 Loadmanagement (Lastenkaskadierung vom System zur Komponente)

Die genaue Bestimmung von Schnittlasten ist die Voraussetzung für die Auslegung der Komponenten von Fahrwerken durch Festigkeitsberechnungen und abschließende Versuche für die Validierung dieser Komponenten und das Gesamtsystem Fahrwerk [16]. Im Rahmen des Loadmanagements werden Lasten in der Systemebene auf die Lasten in der Komponentenebene heruntergebrochen. Die Systemebene ist hier das Fahrwerk, für das die Rad- und Antriebslasten in der Regel vom Fahrzeughersteller vorgegeben werden. In der Komponentenebene befinden sich die einzelnen Fahrwerkskomponenten (Querlenker, Radträger, Fahrschemel), für deren Auslegung Schnittlasten ermittelt werden müssen. Die Berechnungsmethoden und -verfahren werden Lastenkaskadierung genannt.

Bild 6-29 fasst die Berechnungsaufgaben, Methoden, Voraussetzungen und Resultate des Loadmanagement für den Fahrwerkentwicklungsprozess zusammen. Der Berechnungsprozess wird von links nach rechts durchlaufen. Auf der Systemebene werden synthetische Lasten und Fahrversuchslasten in dieser Reihenfolge als Eingangslasten für die MKS-Simulation verarbeitet. Die berechneten Schnittlasten werden für die Auslegung von Komponenten bezüglich deren Struktur- und Betriebsfestigkeit und für die verbindlichen Validierungsversuche verwendet. Der alternative jedoch kosten- und zeitaufwendige Pfad der Lastenkaskadierung auf Prüfständen zeigt die untere Zeile im **Bild 6-30**. Die Lastenkaskadierung wird z.B. mit einer um spezifische Funktionalitäten erweiterten Installation der Mehrkörpersimulation-Software ADAMS/Car durchgeführt.

Mit der MKS-Software können im Gegensatz zu zeitintensiven Prototypen und Versuchsaufbauten Fahrzeugmodelle ohne großen Aufwand erzeugt, analysiert und optimiert werden. Bevor Simulationsdaten aber als realistisch eingestuft werden können, muss mindestens einmalig ein Abgleich mit im Versuch ermittelten Lasten erfolgen. Diese Versuchsdaten dienen als Referenz für die Qualität der simulationsseitig ermittelten Lastdaten. Da in der Frühphase der Fahrwerkentwicklung weder Prototypenachsen noch gemessene Lasten vorliegen, kann der geforderte Abgleich stets nur in fortgeschrittenen Entwicklungsphasen erfolgen. Die genaue Analyse der berechneten Schnittlasten (für synthetische und gemessene Lasten) bezogen auf die Rad- und Antriebslasten ist auch deshalb unbedingt erforderlich, um die Korrektheit des MKS-Modells zu prüfen.

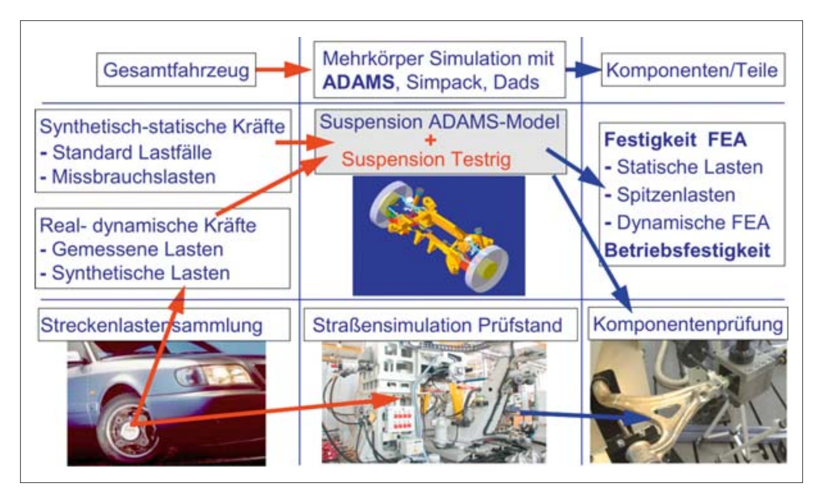


Bild 6-29: Berechnungsaufgaben, Methoden, Voraussetzungen und Resultate der Lastenkaskadierung für die Fahrwerkentwicklung

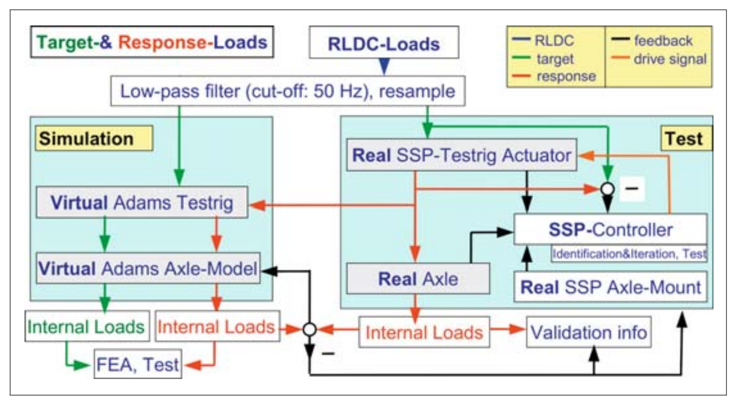


Bild 6-30:
Zusammenspiel von Simulation und Versuch in der Fahrwerkentwicklung

Insbesondere die Kräfte und Momente aus dem Versuch sind einem aufwendigen Pre- und Postprocessing zu unterziehen. Darin besteht eine Hauptaufgabe des Loadmanagements. Im Folgenden werden die Lastdaten am MKS-Modell, die Wahl von Vergleichspunkten für die Modellverifikation sowie die Analyse und Bewertung der Lastdaten detailliert diskutiert.
Die zentrale Rolle der Mehrkörpersimulation zeigt **Bild 6-31**. Transiente, hochgradig dynamische Straßenkräfte und -momente werden zum einen als Eingänge für den Achsenversuchsstand verwendet und werden zum anderen als Lasten auf ein MKS-Achsenmodell mit dem zugehörigen virtuellen Prüfstand eingeprägt.

Lastdaten am MKS-Modell
Dieser Abschnitt charakterisiert die Lasten und Lastfälle, die für die Validierung des MKS-Modells zur Verfügung stehen bzw. zu verwenden sind.

Rad- und Motorlasten als Modelleingangsdaten
Eingangsdaten für die MKS-Validierungssimulation sind quasi-statische und/oder dynamische Lastfälle. Diese Lasten sollten möglichst von einfacher Art sein, wie rein vertikale Radkräfte oder vertikale Raderhebungen, um die Vergleichbarkeit mit dem Versuch zu vereinfachen und um anschauliche Plausibilitätsargumente anwenden zu können. Bei statischen Lastfällen kann beispielsweise aus einer bestimmten Radlast oder einem Federweg die Reaktionskraft im Federbein mit hoher Genauigkeit per DMS gemessen werden und durch Handrechnung überprüft werden. Die Lasten des stehenden Fahrzeugs in Konstruktionslage oder vorgegeben Beladungszuständen sind als erste Referenz schon in der Vorauslegungsphase der Achse bekannt und eignen sich für den Abgleich des Simulationsmodells.
Des Weiteren müssen die Simulationsmodelle auch im Modus dynamischer Lasten überprüft werden. Für die Auslegung von Bauteilen wird die Berücksichtigung dynamischer Lasten fast immer verlangt. Als Last-Eingangssignal sollte für die Modellüberprüfung ein wiederum „einfaches“ Kraftsignal, wie etwa ein Sinus-Kraftsignal mit fester oder gleitender Frequenz aufgegeben werden. Überlagerte Validierungslastfälle, wie etwa Einfedern und Bremsen, sollten zugunsten einer sequenziellen Überprüfung vermieden werden.

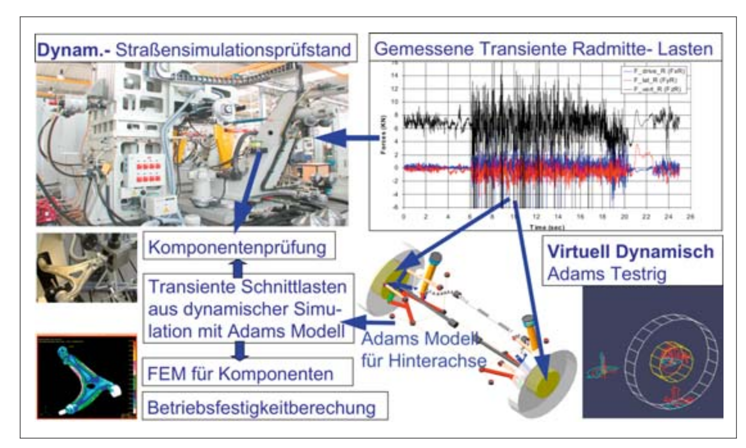


Bild 6-31:
Verwendung von gemessenen transienten Radlasten in Versuch und Simulation

Schnittlasten als Modellausgangsdaten

Die Ausgangsdaten der Simulation sind Schnittlasten an definierten Anbindungspunkten (z.B. Gummilager zwischen zwei Bauteilen, Radträger an Spurstange, etc.). Diese Schnittlasten werden auch später ausgewertet, wenn die Belastungen der realen Testfahrten (*Road Load Data Collections*, RLDC) benutzt werden. Für deren Ausgabe werden im MKS-Modell Schnittstellen bezüglich eines bauteilfesten lokalen Koordinatensystems definiert, wobei deren Definition unter Berücksichtigung der Möglichkeiten der Messtechnik erfolgen sollte. Abweichend vom Idealzustand ist stets zu berücksichtigen, dass die Messdaten mit der jeweiligen Bauteilbelastung, die auf einem Straßen-Simulationsprüfstand (SSP) oder auf einer realen Testfahrt (RLDC) ermittelt wurden, oft nicht in den gleichen Punkten gemessen werden, die der Lage des bauteilfesten Koordinatensystems im Simulationsmodell entspricht. Außerdem ist zu beachten, dass die Koordinatenrichtungen im Simulationsmodell nicht immer mit den Ausrichtungen von Messmitteln übereinstimmen, da beispielsweise im Anbindungspunkt zweier Bauteile eine Beklebung mit DMS-Streifen nicht realisiert werden konnte.

Wahl der Vergleichspunkte für Modellverifaktion

Bei der Festlegung von Vergleichspunkten muss beachtet werden, dass ein unabhängiger Abgleich für alle drei Kraftrichtungen möglich ist und weiterhin sich die Vergleichspunkte nicht an einem einzigen Ort auf der Achse befinden.

Die beste Vergleichbarkeit erhält man an Zug-Druck-Streben, wie etwa einer Spurstange, da dafür ein DMS sehr genau in Stangenrichtung geklebt werden kann und die Ausrichtung des lokalen Koordinatensystems im MKS-Modell erfolgt. Zudem lässt sich die Messinformation „Zug-Druck“ unmittelbar in Vorzeichenwechsel für berechnete Kräfte übertragen, womit insgesamt eine sehr gute Vergleichbarkeit zwischen Versuch und Simulation erreicht wird.

Folgende Bauteile eignen sich gut für einen Abgleich, da diese Punkte auch im Versuch gut mit Messsensoren in *x*-, *y*- und *z*-Richtungen bestückt werden können:

- **Fx**: Anbindung des unteren Querlenkers an den Radträger, nahe dem Führungsgelenk, ggf. an der Hinterachse auch der Längslenker.
- **Fy**: Spurstange, Anbindung des unteren Querlenkers an den Radträger (Führungsgelenk), Anbindung des oberen Querlenkers an den Radträger bei Doppelquerlenkerachsen.
- **Fz**: Federbein (Feder/Dämpfersystem), Anbindung des unteren Querlenkers an den Radträger (Auszugkräfte am Kugelgelenk), Stabilenker.

Begutachtung und Bewertung der Lastdaten

Bevor die Datenblöcke mit den Last-Zeit-Funktionen aus der Simulation und dem Versuch bewertet werden können, sind sie in der Regel zu bearbeiten, da z.B. im Versuch die Lastdaten mit bereinigter Vorlast aufgezeichnet werden (Offset-Bereinigung).

Um die Qualität der Simulation zu bestimmen, werden grundsätzlich die Last-Zeit-Datensätze mit folgenden Verfahren analysiert:

- visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten,
- Erstellung von Leistungsdichtespektrum (PSD),
- Klassierung,
- Schädigungsrechnung nach Miner als Spannpaar über Summenschädigung.

Visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten

Komponentenlastsignale aus der MKS-Simulation und dem entsprechenden Versuch werden mit der Software LMS-Techware gegenüber gestellt, um die Übereinstimmung der Kurvencharakteristiken im Allgemeinen sowie Phasenverschiebungen und Lastspitzenabweichungen festzustellen. Diese sind insbesondere in Vertikalrichtung ein Anzeichen für abweichende Kennlinien (z.B. Feder, Dämpfer, Zusatzfeder) in Simulation und Versuch (**Bild 6-32**).

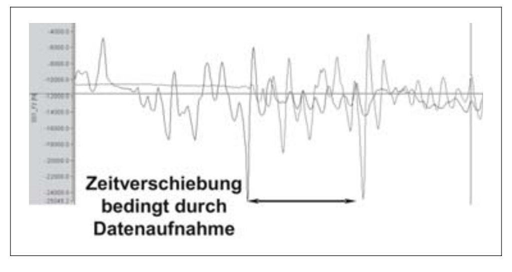


Bild 6-32: Visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten

PSD-Analyse (*Power Spectral Density*),
Analyse des Leistungsdichtespektrums

Bei Begutachtung der Frequenzabhängigkeit von Lasten müssen die typischen Eigenfrequenzen und PSD-Amplituden von Radaufhängungen in vertikaler Richtung (Aufbau: ca. 1 bis 1,5 Hz, Fahrwerk ca. 10 bis 14 Hz) und in horizontaler Richtung (ca. 20 bis 30 Hz) in Simulations- und Versuchslasten in guter Übereinstimmung stehen.

Im Allgemeinen muss nur der Frequenzbereich von 0 bis 50 Hz begutachtet werden, da der Weiterverarbeitung der Originalmessdaten eine Tiefpassfilterung mit der Eckfrequenz 50 Hz vorgeschaltet wird (erfolgt oft bereits auf der Teststrecke). Sie dient der Eliminierung möglicher Aliasing-Effekte und trägt der begrenzten Antriebsleistung des Straßen-Simulationsprüfstands (SSP) Rechnung. Sofern das PSD hohe Amplituden im Bereich einiger Hertz (abweichend von den typischen Eigenfrequenzen) aufweist, so liegt mit hoher Wahrscheinlichkeit Aliasing vor (**Bild 6-33**).

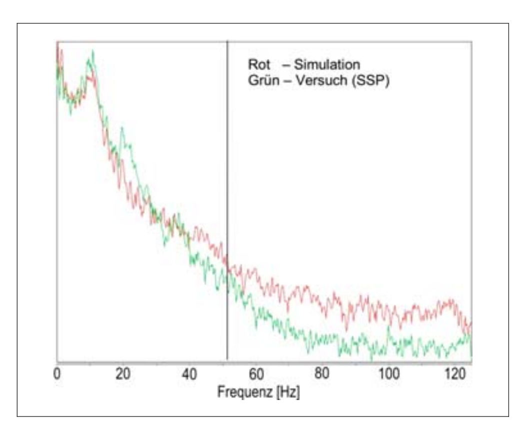


Bild 6-33: PSD-Analyse

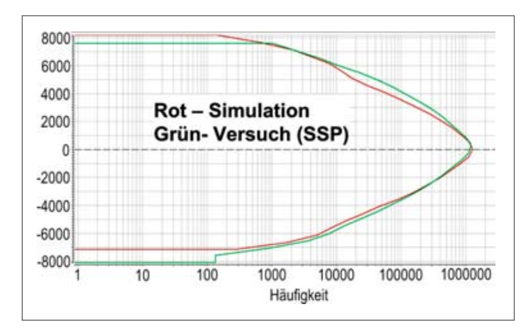


Bild 6-34: Lasten mit deren Zykluszeiten: Klassendurchgang v.s. Lasthäufigkeit

Klassierung

a) Symmetrischer Klassendurchgang über Häufigkeit:

Mit dem symmetrischen Klassendurchgang wird die Lastverteilung über Häufigkeit unter Einbeziehung der Vorzeichen (Zug-/Druckkräfte) und statischer Lasten bewertet.

Statische Lasten (große Häufigkeit) erkennt man am Umkehrpunkt (so genannte Nase) der Kurven, während maximale/minimale Lasten (geringe Häufigkeit) bei kleiner Zyklenzahl zu finden sind. Damit lassen sich folgende Modell-Überprüfungen durchführen:

- Überprüfung der statischen Achslast für verschiedene Belastungszustände,
- Überprüfung der Luftfederkräfte bei Verwendung einer Niveauregulierung (on-road, off-road),
- Überprüfung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Rad- und Federbeinlast durch Erstellung von Klassendurchgangsdiagrammen für die Rad- und Federbeinlast,
- Überprüfung der Dämpfer-Kennlinien hinsichtlich der richtigen Zug- und Druckstufe,
- Überprüfung abweichender Maximal/Minimallasten, die ein Indiz für unterschiedliche Bauteilkennlinien (Zusatzfeder, Dämpfer) im MKS und im Versuchsfahrzeug/Versuchsachse sein können.

b) Spannpaar über Summenhäufigkeit (Bild 6-34):

Das Spannpaardiagramm zeigt die doppelte Schwingungsamplitude der Last in Abhängigkeit der Summenhäufigkeit (Summe aller Lastzyklen), wobei Mittelwerte wie z.B. statische Vorlasten im Gegensatz zum Klassendurchgang unberücksichtigt bleiben.

In Analogie zum Klassendurchgangsdiagramm muss das Gesamtbild aus Simulation und Versuch übereinstimmen. Im Bereich kleiner Summenhäufigkeit sind hohe dynamische Lasten zu finden.

Unterschiedliche maximale Summenhäufigkeiten in Simulation und Versuch weisen darauf hin, dass die Anzahl kleiner Lastamplituden unterschiedlich ist, welches hinsichtlich des MKS-Modells ein Indiz für Modellierungsfehler, wie zu große Lagersteifigkeiten (Gummilager, Radlager), oder fehlerhafte Einstellung des numerischen Lösungsverfahrens sein kann.

Schädigungsrechnung: Spannpaar über (relative) Summenschädigung

Die Schädigung in Lasten ist eine entscheidende Kenngröße für die Betriebsfestigkeit des Bauteils. Die Schädigung wird aus der Schadensakkumulationsregel von Miner angewandt auf Kräfte und Momente errechnet. Da die Schädigung sehr sensitiv gegenüber Laständerungen ist, ist als weiteres Maß für die Vergleichbarkeit von MKS-Simulation und Versuch das Spannpaar als Funktion der jeweiligen relativen Schädigung dieses Lastkollektives zu bewerten. Die Lasten aus der Simulation sind ausreichend korreliert, sofern sich die maximalen Schädigungen (Endwerte auf der Ordinate) um maximal 20 bis 30% unterscheiden. Große Lastunterschiede von geringer Anzahl (abzulesen bei kleinen Ordinatenwerten) führen in der Regel zu Schädigungsdifferenzen, die von kleineren Lastanteilen nicht mehr ausgeglichen werden (**Bilder 6-35** und **6-36**).

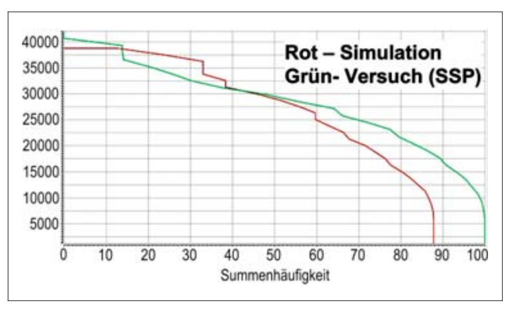


Bild 6-35: Spannpaar über Summenhäufigkeit

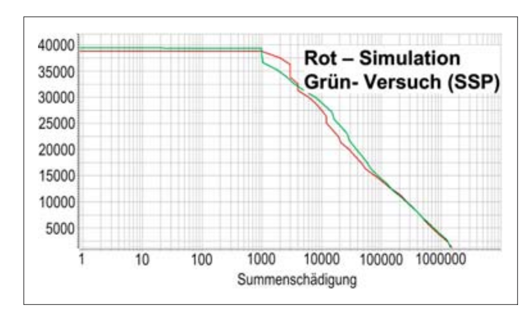


Bild 6-36: Spannpaar über Summenschädigung

Die berechnete Schädigung ist eine relative Größe, weil Änderungen im Lastkollektiv lediglich in Bezug auf eine angenommene Wöhlerlinie mit gleicher Steigung k vorgenommen werden können. Die Steigung k sollte möglichst derjenigen des Komponentenwerkstoffes entsprechen, auf die die Last wirkt. Es ist zu beachten, dass eine Laststeigerung (für alle Amplituden) um 10% die Schädigung um den Faktor $1{,}1^k$ vergrößert ($k = 5 \rightarrow$ Faktor 1,61).

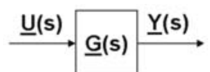
6.5.3.7 Vollfahrzeug Betriebsfestigkeitssimulation

Die Berechnungen von Fahrzeugbelastungen durch Abfahren einer bestimmten virtuellen Fahrbahnoberfläche (Schlaglöcher, Bordsteinkanten etc.) für die Bauteilauslegung zu verwenden, erfordert einen weitaus größeren Modellierungsaufwand. Außerdem können ausreichend genaue Lasten nur bei Vorhandensein sehr präziser Reifen- und Fahrbahnoberflächenmodelle erreicht werden. Die Vollfahrzeugbetriebsfestigkeitssimulation ist noch im Forschungs- und Entwicklungsstadium. Aus diesen Gründen wird die Simulation der Extremlastfälle und Straßenlasten noch nicht standardmäßig eingesetzt. In punkto Extremlastfälle greift jeder Hersteller auch auf seine Erfahrungswerte zurück.

6.5.3.8 Fahrdynamischer Fingerprint

Die zunehmende Anzahl aktiver fahrdynamischer Systeme im Fahrzeug erweitert den Fahrbereich des Normalfahrers über die Grenzen des linearen Fahrverhaltens hinaus. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, das Fahrverhalten eines Fahrzeugs auch im nichtlinearen Fahrbereich zu analysieren. Im folgenden wird eine strukturelle Vorgehensweise beschrieben, die die Analyse des Fahrzeugs bis an die Fahrgrenze erlaubt und darüber hinaus eine Grundlage für die Entwicklung fahrdynamischer Systeme bildet.

Basierend auf der in DIN/ISO beschriebenen Beurteilung des Fahrverhaltens werden systemtheoretische Methoden herangezogen, die eine Abbildung des Verhaltens über dem betrachteten Fahrbereich ermöglichen. Diese Form der Darstellung des Fahrverhaltens wird im Folgenden als Fingerprint bezeichnet.



Ausgehend von der strukturellen Darstellung des Systems Fahrzeug kann für verschiedene Fahrbereiche und Anregungen die Übertragungsgleichung:

$$\begin{pmatrix} Y_1(s) \\ \vdots \\ Y_q(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{y_1,u_1} & \cdots & G_{y_1,u_p} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{y_q,u_1} & \cdots & G_{y_q,u_p} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U_1(s) \\ \vdots \\ U_p(s) \end{pmatrix} \tag{6.1}$$

angegeben werden. Die Übertragungsmatrix $\underline{G}(s)$ enthält Informationen über die Übertragungspfade zwischen den Systemein- und -ausgängen und damit über das Übertragungsverhalten des Systems in dem betrachteten Arbeitspunkt. Die Übertragungsmatrix bildet die Grundlage für die Analyse des Fahrverhaltens.

Für den querdynamischen Fahrbereich, der für die folgenden Betrachtungen im Mittelpunkt steht, sind die Ausgangsgrößen durch die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$, den Schwimmwinkels β, die Querbeschleunigung a_y und den Wankwinkels φ gegeben. Die Anregung erfolgt über den Lenkradwinkel δ_{LRW}. Die vereinfachte Übertragungsgleichung zur Beschreibung des Systemverhaltens ergibt sich zu:

$$\begin{pmatrix} \dot{\psi} \\ \beta \\ a_y \\ \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{\dot{\psi},\delta_{LRW}} \\ G_{\beta,\delta_{LRW}} \\ G_{a_y,\delta_{LRW}} \\ G_{\varphi,\delta_{LRW}} \end{pmatrix} \cdot \delta_{LRW} \tag{6.2}$$

Das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs variiert mit der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung. Dementsprechend wird der querdynamische Fahrbereich über diesen beiden Größen aufgespannt. Innerhalb des Fahrbereichs werden Arbeitspunkte derart gewählt, dass die Gesamtheit aller Arbeitspunkte unter Berücksichtigung ihrer linearen Umgebungen den querdynamischen Fahrbereich abdeckt (**Bild 6-37**).

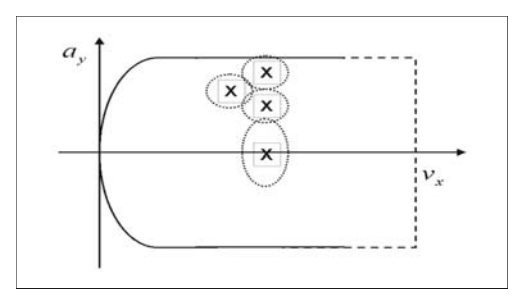


Bild 6-37: Querdynamischer Fahrbereich mit beispielhaften Arbeitsbereichen

In jedem dieser Arbeitspunkte kann das Übertragungsverhalten der vier Ein-/Ausgangspfade durch lineare Übertragungsfunktionen zweiter Ordnung beschrieben werden. Diese Übertragungsfunktionen repräsentieren das Kleinsignalverhalten des Systems um die gewählten Arbeitspunkte.

Zur Ermittlung des Kleinsignalverhaltens muss das System um den Arbeitspunkt angeregt werden. Die Anforderungen an das Anregungssignal resultieren zum einen aus der Linearitätsgrenze des Arbeitsbereichs und zum anderen aus dem geforderten Frequenzbereich, für den das ermittelte Übertragungsverhalten repräsentativ sein soll.

Als mögliche Testsignale bieten sich stochastische oder sinusförmige Signale an, die dem im Arbeitspunkt erforderlichen stationären Lenkradwinkel überlagert werden. Im Fahrversuch hat sich die Überlagerung des konstanten Lenkradwinkels durch einen Gleitsinus bewährt.

Aus den aufgezeichneten Frequenzgangwerten werden unter Anwendung einer Identifikationsmethode die verschiedenen Übertragungsfunktionen zweiter Ordnung bestimmt. Anhand dieser Übertragungsfunktionen können verschiedene fahrdynamische Kennwerte zur Charakterisierung des Fahrverhaltens berechnet werden. Diese, aufgetragen über dem querdynamischen Fahrbereich, d.h., in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung, repräsentieren schließlich den Fingerprint eines Fahrzeugs (**Bild 6-38**).

Neben der klassischen Beurteilung des Fahrverhaltens bietet die vorgeschlagene Methode des Fingerprints die Möglichkeit zur Abbildung und Beurteilung des Fahrverhaltens über dem querdynamischen Fahrbereich bis an die physikalische Fahrgrenze. Die Einsatzmöglichkeiten der Methode umfassen hierbei sowohl die objektive und vergleichende Beurteilung von Fahrzeugen sowie die durchgängige Verwendung der Abbildung des Fahrverhaltens im Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs beginnend mit den Anforderungen bis hin zur Validierung. Die Methode wurde bisher für den querdynamischen Fahrbereich entwickelt, kann aber auch auf den längs- und den vertikaldynamischen Fahrbereich erweitert werden. Eine detaillierte Beschreibung der Methode gibt [21].

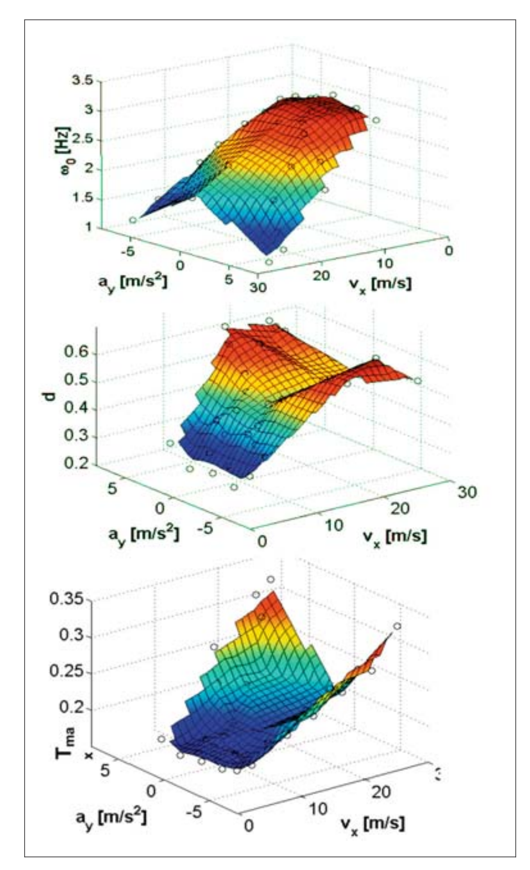


Bild 6-38: Fingerprint eines SUV am Beispiel der Gierwinkelgeschwindigkeit (Eigenfrequenz, Dämpfung, Peak-Response-Time)

6.5.3.9 Auslegung der Elastokinematik nach der regelungstechnischen Methode

Für den Entwurf der Elastokinematik wird eine regelungstechnische Entwurfsmethode basierend auf einem neuartigen Modellansatz zur Beschreibung elastokinematischer Effekte angewendet.

Die Grundlage des Elastokinematikmodells ist die additive Aufschaltung der elastokinematischen und kinematischen Spurdifferenzwinkel entsprechend dem Lenkungsmodell nach [22].

Die Eingangsgrößen des Lenkungsmodells entsprechen verschiedenen Zustands- bzw. Ausgangsgrößen bekannter Fahrzeugmodelle. Die Ausgangsgrößen des Lenkungsmodells wiederum sind die Eingangsgrößen der Fahrzeugmodelle. Bei Einschränkung auf die durch Seitenkräfte verursachten elastokinematischen Spurdifferenzwinkel wird das Lenkungsmodell in die Rückführung der Seitenkräfte auf die Radeinschlagwinkel in ein Fahrzeugmodell (**Bild 6-39**) integriert.

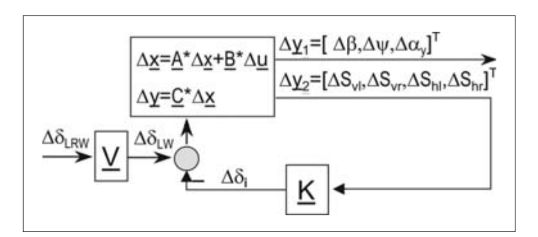


Bild 6-39: Elastokinematischer Modellansatz

Die aufgrund der Seitenkräfte verursachten Sekundäreffekte werden über die Rückführmatrix

$$\underline{K} = \begin{pmatrix} K_{\delta,\mathrm{vl}}^{S_\mathrm{vl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{vl}}^{S_\mathrm{vr}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{vl}}^{S_\mathrm{hl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{vl}}^{S_\mathrm{hr}}\Big|_\mathrm{AP} \\ K_{\delta,\mathrm{vr}}^{S_\mathrm{vl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{vr}}^{S_\mathrm{vr}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{vr}}^{S_\mathrm{hl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{vr}}^{S_\mathrm{hr}}\Big|_\mathrm{AP} \\ K_{\delta,\mathrm{hl}}^{S_\mathrm{vl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{hl}}^{S_\mathrm{vr}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{hl}}^{S_\mathrm{hl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{hl}}^{S_\mathrm{hr}}\Big|_\mathrm{AP} \\ K_{\delta,\mathrm{hr}}^{S_\mathrm{vl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{hr}}^{S_\mathrm{vr}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{hr}}^{S_\mathrm{hl}}\Big|_\mathrm{AP} & K_{\delta,\mathrm{hr}}^{S_\mathrm{hr}}\Big|_\mathrm{AP} \end{pmatrix} \tag{6.3}$$

ausgedrückt, wobei

$$K_{\delta,\mathrm{i}}^{S_\mathrm{j}}\Big|_\mathrm{AP}$$

ein Maß für die Änderung des Spurwinkels am *i*-ten Rad bei Änderung der Seitenkraft am *j*-ten Rad für den zu betrachtenden Arbeitspunkt AP ist. Die einzelnen Elemente der Rückführmatrix entsprechen den negativen Gradienten G_X^Y der verschiedenen Spurkennlinien $K_\mathrm{X}^\mathrm{Y} = -G_\mathrm{X}^\mathrm{Y}$. Das negative Vorzeichen resultiert aus der Definition der Spurdifferenzwinkel, die den Radeinschlagwinkeln positiv aufgeschaltet werden, und der Definition der Ausgangsrückführung, die eine negative Aufschaltung der Rückführung fordert.
Die Vorfiltermatrix

$$\underline{V} = \left(V_{\delta,\mathrm{vl}}\Big|_\mathrm{AP} \quad V_{\delta,\mathrm{vr}}\Big|_\mathrm{AP} \quad V_{\delta,\mathrm{hl}}\Big|_\mathrm{AP} \quad V_{\delta,\mathrm{hr}}\Big|_\mathrm{AP} \right)^\mathrm{T} \tag{6.4}$$

berücksichtigt im wesentlichen die Lenkübersetzung i_L.
Als Synthesemodell zur Auslegung der Elastokinematik dient ein linearisiertes Fahrzeugmodell zur Beschreibung der Quer- und Gierbewegung unter Berücksichtigung des Reifeneinlaufverhaltens:

$$\begin{aligned}
\dot{v}_\mathrm{y} &= -v_\mathrm{x} \cdot \dot{\psi} + (a_\mathrm{y,vl} + a_\mathrm{y,vr} + a_\mathrm{y,hl} + a_\mathrm{y,hr}) \\
\ddot{\psi} &= \frac{\dot{m}((a_\mathrm{y,vl} + a_\mathrm{y,vr})l_\mathrm{v} - (a_\mathrm{y,hl} + a_\mathrm{y,hr})l_\mathrm{v})}{J_\psi} \\
\dot{a}_\mathrm{y,vl} &= \frac{(a_\mathrm{y,vl,stat} - a_\mathrm{y,vl})}{T_\mathrm{y,vl}} \\
\dot{a}_\mathrm{y,vr} &= \frac{(a_\mathrm{y,vr,stat} - a_\mathrm{y,vr})}{T_\mathrm{y,vl}} \\
\dot{a}_\mathrm{y,hl} &= \frac{(a_\mathrm{y,hl,stat} - a_\mathrm{y,hl})}{T_\mathrm{y,hl}} \\
\dot{a}_\mathrm{y,hr} &= \frac{(a_\mathrm{y,hr,stat} - a_\mathrm{y,hr})}{T_\mathrm{y,hr}}
\end{aligned}$$

Zum Entwurf der Rückführmatrix wird die *direkte Methode zum Entwurf von Ausgangsrückführungen durch Polvorgabe* [23] eingesetzt. Das gewählte Entwurfsverfahren bietet die Möglichkeit, verschiedene Eigenschaften eines Achssystems für die Synthese zu berücksichtigen. Diese Möglichkeiten sind in [21] beschrieben.
Der Entwurf ist für verschiedene Arbeitspunkte durchzuführen. Die Ergebnisse sind die Gradienten der Spurkennlinien, die durch Integration über die Reifenkräfte in die Kennlinien überführt werden.
Die ermittelten Kennlinien erheben nicht den Anspruch, durch ein passives System realisierbar zu sein. Das Entwurfsverfahren kann vielmehr auch dazu verwendet werden, die Anforderungen an ein aktives Achssystem zu ermitteln. Die Umsetzung der Spurkennlinien in die Konstruktion einer Achse erfolgt durch den Achsentwickler.
Die Vorgabe für den Entwurf der Spurkennlinien sind fahrdynamische Vorgaben in Form von objektiven Kriterien. Diese werden in regelungstechnische Kriterien, d.h. in eine Pol-/Nullstellendarstellung, überführt. Als Grundlage für die Entwicklung und Optimierung einer Achse kann die Beschreibung des Fahrverhaltens basierend auf dem Fingerprint eines Referenzfahrzeugs verwendet werden. Die Pol- und Nullstellendarstellung des geforderten fahrdynamischen Verhaltens kann unmittelbar den identifizierten Übertragungsfunktionen entnommen werden.
Die vorgestellte Methode zur regelungstechnischen Auslegung der Elastokinematik bietet eine neue Möglichkeit zur Vorauslegung von Achssystemen. Die Anforderungen an das Verhalten des Fahrzeugs können unmittelbar im Entwurf verwendet werden. Durch diese analytische Vorgehensweise können bereits in der Konzeptentwicklung eines fahrdynamischen Systems Untersuchungen durchgeführt werden, die zur Reduzierung des Simulations- und Versuchsaufwandes führen.
Der regelungstechnische Entwurf der Elastokinematik wurde bisher für das Spur- und Sturzverhalten infolge von Seitenkräften entwickelt. Eine Berücksichtigung von Längskräften und Federwegen ist denkbar, wurde bisher aber noch nicht umgesetzt.

6.5.4 Software zur 3D-Modellierung CAD

Das wichtigste Hilfsmittel für die Fahrwerkentwicklung ist die 3D-CAD-Software. Sie ermöglicht die Modellierung der Gestalt des zukünftigen Produktes und beinhaltet neben geometrischen Informationen (Abmessungen, Toleranzen) auch Struktur- (Baustruktur, Stücklisten) und Fertigungsinformationen (Werkstoff, Fertigungsverfahren, Oberflächen- und Wärmebehandlung). Alle Bauteile, Zusammenbauten, Module bis zum Gesamtfahrzeug wird mit 3D-CAD modelliert. Diese wird DMU (*Digital Mock Up*) ge-

nannt. DMU für das Gesamtfahrzeug (Außenabmessungen, Radstand, Spurweiten, Fahrgastraum, Bodengruppe, Antriebsaggregat, Hardpoints für Achsen etc.) entsteht bereits vor der Planungsphase, obwohl in dieser Zeit noch keine genauen Bauteilmodelle vorhanden sind. Stattdessen werden vereinfachte Modelle als Platzhalter einkopiert. Im Laufe der Entwicklung werden diese ständig konkretisiert und optimiert. Größter Vorteil des DMU ist die ständige Koordination unterschiedlicher Entwicklungsbereiche um die Bauraumkonflikte zu vermeiden. Außerdem bildet DMU das Grundmodell für alle Simulationen, Package- und Freiraumuntersuchungen, Kinematikanalysen aber auch für die Herstellung von Rapid-Prototypen oder Prototypen und Serienwerkzeuge. DMU kann nur dann diese Anforderungen erfüllen, wenn alle Daten in einer nativen Sprache sind; d.h., nicht nur alle Bereiche der Automobilentwicklung sondern auch alle externen Entwickler (Ingenieurbüros, Zulieferer) dieselben CAD-Software und dieselben Softwareeinstellungen benutzen.

In der Automobilindustrie sind nur noch drei CAD-Softwarepakete zu finden:

- Catia V5,
- ProE,
- UG Unigraphics (inkl. I-DEAS).

Alle drei sind parametrische Solidmodeller, d.h., die Modelle sind durch Parameter definiert, die untereinander nach Konstruktionsregeln in Beziehung stehen. Das Modell lässt sich dann einfach ändern, indem die Zahlenwerte der Parameter geändert werden.

In diesen CAD-Paketen werden immer mehr Module integriert, damit der Konstrukteur ohne Datenaustausch und -anpassung neben dem Konstruieren, Stücklisten generieren, Gewichte ermitteln die Kinematik und Kollision untersuchen, FEM berechnen, PDM (*Product Data Management*) und die CNC-Programmierung (z.B. für Prototypenherstellung) durchführen kann.

In allen drei CAD-Softwareprogrammen können die kinematischen Untersuchungen simultan durchgeführt werden, um in jeder Radstellung die Bauteile nach Kollision oder Sicherheitsabständen (Freiräume) zu prüfen.

6.5.5 Integrierte Simulationsumgebung

Immer kürzere Entwicklungszeiten und höhere Anforderungen an die Funktionalität und an die Wirtschaftlichkeit von Fahrwerksystemen erfordern einen intelligenten und effizienten Entwicklungsprozess. Eine sorgfältige Vorentwicklung stellt sicher, dass einschränkende Parameter frühzeitig eingebunden werden und dass Bedingungen für die folgende Entwicklung schnell und zuverlässig postuliert werden können. In einer frühen Phase unterstützen schnelle Analyse-Werkzeuge die kinematische Auslegung der Konzepte (wie z.B. ABE-Tool). Im weiteren Entwicklungsprozess werden Modelle detaillierter aufgebaut, wobei die Gummilager und die Bauteilsteifigkeiten eine wichtige Rolle spielen (elastokinematische Auslegung). Bauraumuntersuchungen mit simulierten Bewegungen der Achse, Berechnungen der kinematischen und elastokinematischen Kenngrößen und die Kaskadierung der Radlasten zu den einzelnen Bauteilen mit Hilfe von Mehrkörpersimulationen sowie die Analyse der Bauteilbelastungen und deren anschließenden Auslegungen und Lebensdauerberechnungen mit Hilfe der Finite Elementen Methode (FEM) werden mit speziellen kommerziellen Softwarepaketen durchgeführt. Eine Effiziensteigerung und eine Kostenreduktion werden durch eine Integration dieser Entwicklungsaufgaben und dafür notwendige Softwarepakete in einer Entwicklungsumgebung erreicht. Virtuelle Produktentwicklungsumgebung ist hier das Stichwort (VPE, *Virtual Product Environment*).

6.5.5.1 Kinematische Analyse: Basistool ABE

Hauptziel bei der Konstruktion und Entwicklung von Radaufhängungen von Kraftfahrzeugen ist die Realisierung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Die Radaufhängung ist die Verbindung zwischen dem Fahrzeugaufbau und dem Rad samt Reifen und übernimmt dabei die wichtige Funktion, das Rad gegenüber dem Fahrzeugaufbau nach festgelegten Gesetzmäßigkeiten zu führen. Sie gibt dem Rad im Wesentlichen einen Freiheitsgrad in vertikaler Richtung, um z.B. Fahrbahnunebenheiten auszugleichen. Um die Beurteilung und den Vergleich unterschiedlicher Radaufhängungen zu ermöglichen, werden verschiedene Kenngrößen der Achs- und Lenkgeometrie herangezogen. Die Anordnung bzw. die Koordinaten der Radaufhängungspunkte am Radträger und Fahrzeugaufbau haben einen direkten Einfluss auf die Bewegung des Rades beim Einfedern und/oder Einlenken. Die räumliche Starrkinematik allgemeiner Einzelradaufhängungen kann durch einen mathematischen Ansatz relativ einfach und exakt beschrieben werden.

Der Berechnungsalgorithmus basiert auf einem mathematischen Ansatz von Matschinsky [24, 25]. Dieser ist in [26] umgesetzt sowie deutlich erweitert worden. Mit diesem Ansatz wird der translatorische und rotatorische Geschwindigkeitszustand des Radträgers berechnet. Positionen und Geschwindigkeiten aller beteiligten Punkte innerhalb der Radaufhängung, wie z.B. des Radaufstandspunktes oder Radmittelpunktes liegen damit explizit vor und werden für die Berechnung der Kinematikkennwerte herangezogen. Für einige der Kennwerte sind weitere Fahrzeugdaten wie z.B. Radstand, Schwerpunktlage oder Bremskraftverteilung erforderlich. **Tabelle 6-5** zeigt einen Auszug aus der Liste der berechneten Kinematikkennwerte.

Tabelle 6-5: Auszug aus Liste der berechneten Kinematikkennwerte in ABE

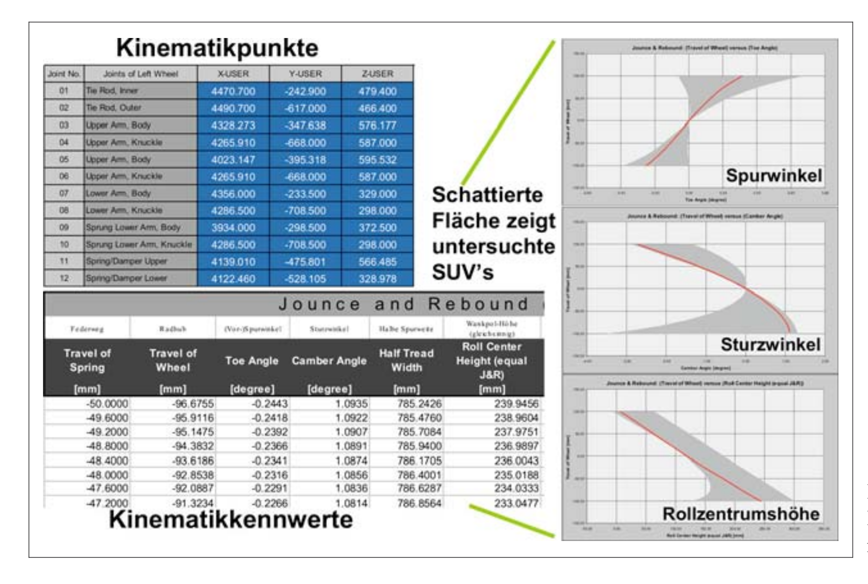
Federweg am Feder-/Dämpferelement [mm]	Nachlaufwinkel [°]
Weg am Rad (vertikaler Radhub) [mm]	Nachlaufstrecke [mm]
(Vor-)Spurwinkel [°]	Nachlaufversatz [mm]
Spurstangenweg [mm]	Spreizungswinkel [°]
Radlenkwinkel [°]	Lenkrollradius [mm]
Radsturzwinkel [°]	Spreizungsversatz [mm]
Spurweite [mm]	Störkrafthebelarm Bremsen
Wankpol-Lage bei Hub- und Wankfedern [mm]	Störkrafthebelarm Antreiben
Optimaler Bremsabstützwinkel [°]	Radlenkwinkel innen [°]
Tatsächlicher Bremsabstützwinkel [°]	Radlenkwinkel außen [°]
Bremsnickausgleich [%]	Mittlerer Radlenkwinkel [°]
Optimaler Anfahrabstützwinkel [°]	Spurdifferenzwinkel [°]
Tatsächlicher Anfahrabstützwinkel [°]	Ackermann-Winkel (außen)
Anfahrnickausgleich [%]	Ackermann-Anteil [%]
Schrägfederungswinkel [°]	Lenkradwinkel [°]
Federübersetzung (Federweg / Radhub)	Lenkübersetzung [-]

In dem Programm ABE, das zusammen mit ZF Lemförder Fahrwerktechnik und dem Institut für Kraftfahrwesen Aachen entwickelt wurde, wird dieser Ansatz in eine Rechenroutine umgesetzt, die in *Visual Basic for Applications* (VBA) geschrieben und deshalb im Programm Microsoft Excel (ab Version 97) nutzbar ist. Dem Fahrwerkingenieur wird damit ein präzises und leicht zu bedienendes Berechnungstool an die Hand gegeben, um schnell und transparent die Starrkinematik und die kinematischen Kenngrößen einer Radaufhängung bestimmen zu können.

So ist es möglich, nach Eingabe konstruktionstechnischer Merkmale einer Radaufhängung den Bewegungszustand numerisch zu erfassen und aus den Bewegungsgrößen eine Vielzahl starrkinematischer Kenngrößen abzuleiten. Schnelle Parametervariationen und Benchmark-Analysen von Achssystemen sind möglich (**Bild 6-40**). Das Berechnen von aufgelösten Lenkerverbunden bzw. räumlichen Achskinematiken (z.B. Mehrlenkeraufhängungen) wurde ermöglicht. Weitere Achstypen (z.B. McPherson) lassen sich mittels geometrischer und kinematischer Formulierungen ebenfalls mit ABE berechnen. Die Beschreibung der Lenkachsengeometrie auch bei ideellen Lenkachsen sowohl bei Hub- als auch bei Federbewegungen erfordert erweiterte Methoden, die in [26] vollständig beschrieben sind.

Gelenkbewegung

Wenn eine Radaufhängung bewegt wird, entstehen Bewegungen der Lenker, die in ABE als Stablenker aufgefasst werden. Damit verbunden resultieren Bewegungen in den Gelenken, mit denen die Stablenker entweder am Fahrzeugaufbau oder am Radträger befestigt sind. Für jede Radaufhängung werden verschiedene Kugelgelenke und Gummilager benötigt. Neben der Lastabhängigkeit, die nicht Thema dieses Abschnitts sein soll, ist die Auslegung insbesondere von den kinematischen Anforderungen an das Gelenk abhängig. Ein Achssystemlieferant liefert hauseigene Gelenke und Lager und kann somit in der Achsauslegung und Vorentwicklung bereits wichtige Erkenntnisse für die hausinterne Komponentenentwicklung generieren. So ist zum Beispiel für ein Kugelgelenk relevant, welche Winkelbereiche maximal erreicht werden und welche Gelenkstellungen über einen definierten Bewegungszyklus angefahren werden. Diese Erkenntnisse beeinflussen maßgeblich das Design des Kugelgelenks, weil der Gelenkzapfen niemals bis zur Gelenkgehäuseöffnung gewinkelt werden darf. Bei einem Kugelgelenk ist die Bewegung zwischen Gelenkzapfen und Gelenkpfanne kinematisch relevant, während bei einem Gummilager die Bewegung zwischen der Innen- und Außenhülse von Interesse ist.



Joint No.	Joints of Left Wheel	X-USER	Y-USER	Z-USER
01	Tie Rod, Inner	4470.700	-242.900	479.400
02	Tie Rod, Outer	4490.700	-617.000	466.400
03	Upper Arm, Body	4328.273	-347.638	576.177
04	Upper Arm, Knuckle	4265.910	-668.000	587.000
05	Upper Arm, Body	4023.147	-395.318	595.532
06	Upper Arm, Knuckle	4265.910	-668.000	587.000
07	Lower Arm, Body	4356.000	-233.500	329.000
08	Lower Arm, Knuckle	4286.500	-708.500	298.000
09	Sprung Lower Arm, Body	3934.000	-298.500	372.500
10	Sprung Lower Arm, Knuckle	4286.500	-708.500	298.000
11	Spring/Damper Upper	4139.010	-475.801	566.485
12	Spring/Damper Lower	4122.460	-528.105	328.978

Jounce and Rebound

Federweg	Radhub	(Vor-)Spurwinkel	Sturzwinkel	Halbe Spurweite	Wankpol-Höhe (gleichsinnig)
Travel of Spring [mm]	Travel of Wheel [mm]	Toe Angle [degree]	Camber Angle [degree]	Half Tread Width [mm]	Roll Center Height (equal J&R) [mm]
-50.0000	-96.6755	-0.2443	1.0935	785.2426	239.9456
-49.6000	-95.9116	-0.2418	1.0922	785.4760	238.9604
-49.2000	-95.1475	-0.2392	1.0907	785.7084	237.9751
-48.8000	-94.3832	-0.2366	1.0891	785.9400	236.9897
-48.4000	-93.6186	-0.2341	1.0874	786.1705	236.0043
-48.0000	-92.8538	-0.2316	1.0856	786.4001	235.0188
-47.6000	-92.0887	-0.2291	1.0836	786.6287	234.0333
-47.2000	-91.3234	-0.2266	1.0814	786.8564	233.0477

Bild 6-40: Benchmark berechneter Kennwerte

Gelenkwinkeldarstellung

Die relativen Gelenkbewegungen werden entweder in Polarkoordinaten oder in einer projizierten 2-Ebenen-Gelenkwinkeldarstellung anschaulich ausgegeben. In der Polarkoordinatendarstellung ist die direkte Erfassung des absoluten Öffnungswinkels möglich. Gleichzeitig wird mit dem Positionswinkel angegeben, an welcher rotatorischen Position sich die jeweilige Gelenköffnung ergibt. Bei der 2-Ebenen-Darstellung wird die Stellung des gewinkelten Gelenks relativ zur Ausgangsstellung über zwei Projektionswinkel beschrieben. Damit wird ein Großteil der in der Industrie üblichen Darstellungsweisen für Gelenkwinkel abgedeckt.

Weiterhin wird die Drehung des Gelenks berechnet und dargestellt. Bei einem Kugelgelenk hat die Drehung um die Gelenkzapfenachse Einfluss auf den Gelenkverschleiß, bei einem Gummilager kann die Angabe dieses Gelenkwinkels darüber hinaus für die Berechnung des Rückstellverhaltens bzw. Rückstellmomentes unter Verwendung des Materialverhaltens weiterverwendet werden.

Ob in der Polarwinkeldarstellung oder in der 2-Ebenen-Projektion: für jeden Bewegungszustand des Achssystems bzw. des Radträgers kann die jeweilige Gelenkstellung eindeutig abgelesen werden.

Bewegungsablauf der Radaufhängung

Um eine eindeutige Zuordnung der Gelenkwinkelergebnisse zum jeweiligen Bewegungszustand sowie die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, ist ein standardisierter Bewegungsablauf realisiert. Nach Eingabe von maximalem Einfederweg sowie maximaler Spurstangenauslenkung durch den Benutzer wird ein Bewegungsplan erzeugt, der schachbrettartig aus der Konstruktionslage heraus sukzessive alle maximalen Stellungen anfährt. Die Feder kann maximal ein- oder ausgefedert werden, die Spurstange maximal nach rechts und links bewegt werden. Zusammen mit der Ausgangsstellung, der Konstruktionslage, ergeben sich 9 verschiedene Endpositionen. Daraus ergeben sich insgesamt 12 Bewegungsbahnen, die durchfahren werden, **Bild 6-41**.

Damit werden auf effiziente Weise möglichst alle extremen oder gar kritischen kinematischen Gelenkzustände erfasst, die sich über den gesamten Bewegungsbereich einer Radaufhängung ergeben können. So können bereits in der Vorentwicklung die notwendigen kinematischen Winkelbereiche der einzelnen Gelenke vordimensioniert werden. Die Farben der jeweiligen Bewegungsrichtungen sowie die Bezeichnungen der jeweiligen Eckpositionen im Bewegungsplan finden sich zur besseren Orientierung auch in den Ergebnisdarstellungen wieder.

Ergebnisbeispiel und Beurteilung

Beispielhaft ist das Ergebnis einer Gelenkwinkelberechnung für ein radträgerseitiges Kugelgelenk einer Mehrlenkeraufhängung dargestellt, **Bild 6-42**.

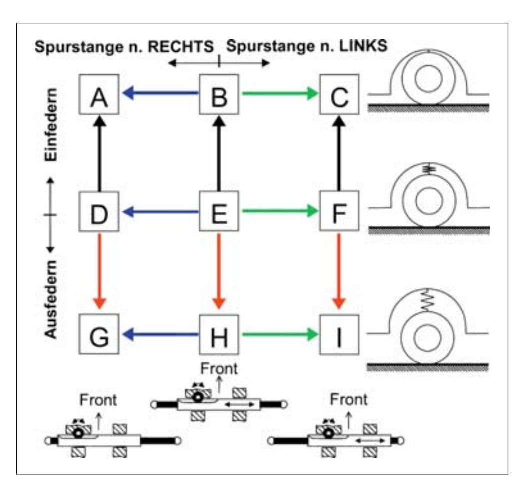


Bild 6-41: Standardisierter Bewegungsplan zur Berechnung der Gelenkwinkel

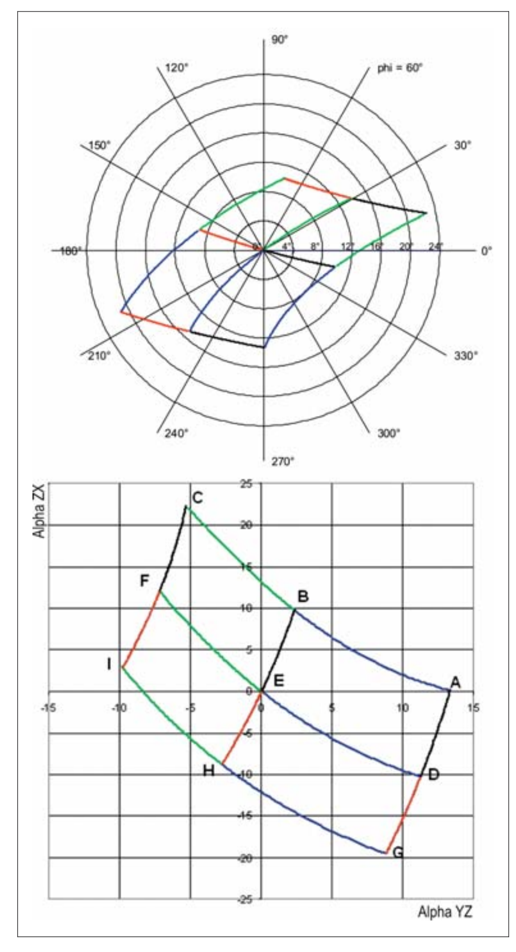


Bild 6-42: Ergebnisse in Polarwinkeln (oben) sowie in 2-Ebenen-Projektionswinkeln

Die Bezeichnungen stammen aus dem Bewegungsplan, die vier unterschiedlichen Farben kennzeichnen die jeweilige Bewegungsrichtung der Radaufhängung. Auf dem oberen Bild sind die Polarwinkel und auf dem unteren Bild die beiden projizierten Gelenkwinkel dargestellt. Aus diesen Diagrammen können dem Komponentenentwickler wichtige Ergebnisse wie z.B. die maximale absolute Auslenkung des Gelenks (hier ca. 23°) oder die Form der Gelenköffnungsblende mitgeteilt werden. Ein weiteres Ergebnisdiagramm zur Rotation des Gelenks um die eigene Hauptachse liefert weitere, wichtige Erkenntnisse.
Weiterhin kann die Darstellung der über einen kompletten Bewegungsplan entstehenden Gelenkwinkel Aufschluss darüber liefern, ob das jeweilige Gelenk in der Konstruktionslage vorgewinkelt werden muss, um eine optimierte und effizientere Gelenkbewegung zu realisieren. Verschleißminimierte oder kinematisch günstigere Gelenkbewegungen mit maximalen Zapfenausziehkräften sind die Folge.

Kinematik und Elastokinematik Optimierung

An eine Fahrzeugachse werden eine Vielzahl von Anforderungen gestellt, die es im Entwicklungsprozess zu berücksichtigen gilt. Neben den Anforderungen hinsichtlich der Fahrdynamik gibt es eine große Anzahl Restriktionen wie zum Beispiel der Bauraum. Daher stellt ein Achskonzept immer einen Kompromiss zwischen den Fahrdynamikeigenschaften, dem Bauraum und nicht zuletzt den Kosten dar.
Um diesen Kompromiss zwischen Fahrdynamikeigenschaften und Bauraum in der Auslegung positiv zu gestallten, wurde ein Optimierungs-Tool entwickelt, das die Kinematikoptimierung mit ABE und ADAMS/Car ermöglicht, die Lage der Kinematikpunkte in Abhängigkeit von Radbedingungen wie Bauraumrestriktionen so zu bestimmen, dass eine gewünschte Kenngrößen erzielt wird.
Die Kinematik-Optimierungsgrößen sind:

- Spurwinkelverlauf,
- Sturzwinkelverlauf,
- Wankpolhöhe,
- Brems-, Nickausgleich,
- Ackermannausgleich (VA).

Bei der Optimierung der Elastokinematik ist die Reaktion der Achse bei Beanspruchung mit Längs- und Querkräften von Interesse. Es gilt die Längs- und Quersteifigkeit des Achssystems zu optimieren. Die folgenden Größen werden dabei berücksichtigt:

- Spuränderung über Längs- und Querkraft [°/kN],
- Quer- und Längssteifigkeiten [mm/kN]

und folgende Funktionen sind implementiert:

- Import und Manipulation von Sollkennlinien,
- Einfrieren von zu optimierenden Kenngrößen (nicht mehr veränderbare Kenngrößen),
- Gewichtung von Kenngrößen,
- Aktivierung bzw. Deaktivierung von Einflussfaktoren im Optimierungsprozess,
- Vorgabe von Wertebereichen der Einflussfaktoren mit Angabe der Variationsbreite,
- Rückgabe der optimierten Parameter zur Verifizierung der Ergebnisse,
- Vorgabe von Abbruchkriterien und Toleranzgrenzen für den Optimierer.

In **Bild 6-43** ist die Struktur des Kinematikoptimierers dargestellt. Die achsspezifischen Ist-Kenngrößen werden, wenn es sich um eine reine kinematische Optimierung handelt, über ABE berechnet.

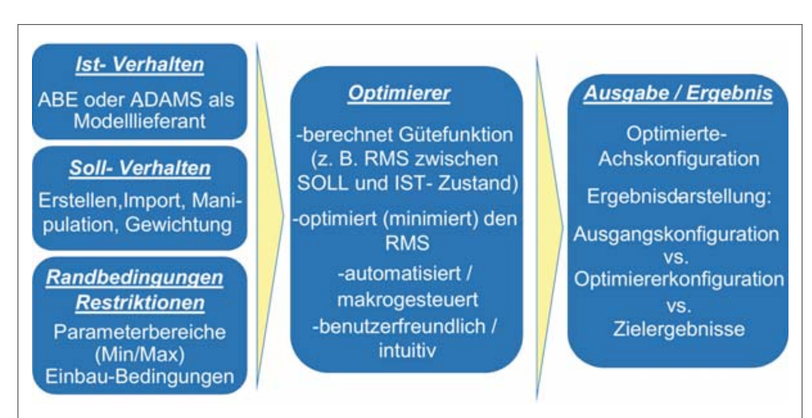


Bild 6-43:
Struktur des Kinematikoptimieriers

Bei der Optimierung von elastokinematischen Kenngrößen muss man mit der DOE-Methode ein mathematisches Ersatzmodell aus dem Mehrkörpersimulationsprogramm ADAMS/Car generieren. Das Ersatzmodell beschreibt das Systemverhalten als Funktion der zu optimierenden Kenngrößen. Das gewünschte Sollverhalten kann über den Import von Kennlinien bzw. über eine Interpolationsfunktion vorgegeben und manipuliert werden. Über die Radbedingungen/Restriktionen werden die Package-Bedingungen berücksichtigt und der Parameterbereich definiert. Der programmierte Optimierer ermittelt die Differenzen zwischen den Ziel- und den Ist-Größen über die Fehlerquadrat-Methode und optimiert die entsprechenden Kenngrößen unter Berücksichtigung der definierten Radbedingungen. Die optimierten Kenngrößen bzw. die optimierte Achskonfiguration kann im Vergleich zur Ausgangskonfiguration und im Vergleich zur Zielkonfiguration dargestellt werden.
Dieses Programm erspart dem Konstrukteur die bis heute übliche und sehr zeitintensive Probiermethode (trial and error). Er braucht nicht mehr die Kinematikpunkte zu variieren und Raderhebungskurven zu berechnen, um zu sehen, dass die Eingaben gut genug sind. Er gibt vielmehr den gewünschten Kurvenverlauf ein und gibt an, welche Kinematikpunkte in welchen Grenzen variiert werden dürfen. Die Software berechnet ihm daraus die notwendigen Kinematikpunkte.

6.5.5.2 Virtuelle Produktentwicklungsumgebung

VPE (*Virtuelle Produktentwicklungsumgebung*) hat die Ziele die Entwicklung mit Hilfe von innovativen Prozessen effizienter zu gestalten, Entwicklungszeit zu reduzieren und Kosten zu sparen, Fehler zu vermeiden und mit Hilfe von parametrisierten Modellen auf Modifikationen schnell reagieren zu können. Automatisch generierte standardisierte Reports unterstützen die Dokumentation der Entwicklungsphasen (**Bild 6-44**).
Mit Hilfe von VPE lassen sich folgende Aufgabenstellungen mit einer gemeinsamen Oberfläche bearbeiten:

- CAD-Design zur Generierung von parametrischen 3D-Volumen
- Package-Analyse: Kinematik-, Kollision- und Toleranzuntersuchung,
- Mehrkörpersimulation (MKS-Software),
- Finite-Element-Methode (FEM-Software),
- Report Generator für Kinematik/Elastokinematik und Lastenkaskadierung.

Die Basis einer virtuellen Produktentwicklung wird durch die Synchronisation zwischen dem CAD-Tool Catia V5 und der Mehrkörpersimulation ADAMS/Car ermöglicht, welches den CAE-Prozess mit dem CAD-Prozess verbindet (**Bild 6-45**).

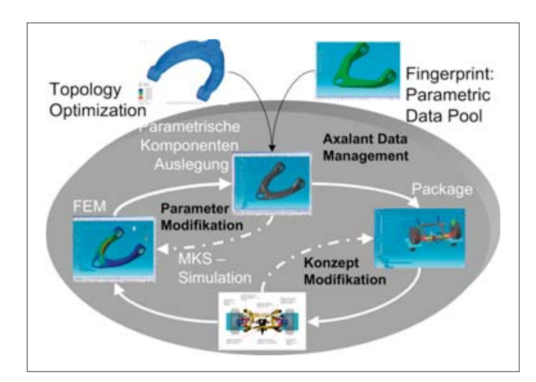


Bild 6-45: VPE-Entwicklungsprozess

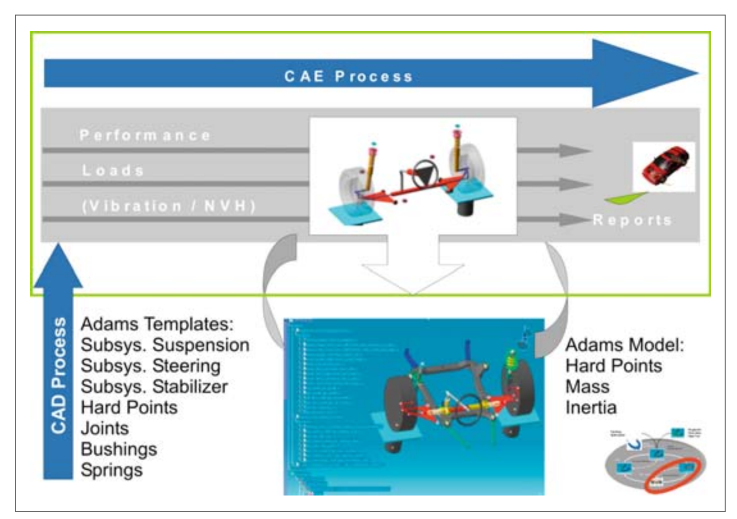


Bild 6-44: Synchronisation zwischen CAE- und CAD-Prozess

Die CAD-Konstruktion wird auf spezifische Achsen Templates aufgebaut, die die Achskonstruktion abbilden und auf die bei der Entwicklung von neun Projekten von einer zentralen Achsdatenbank zugegriffen werden kann. Mit Hilfe der Datenbank können alle bekannten Achsen hinterlegt werden, die als Grundlage neuer Achskonstruktionen dienen. Die konzeptspezifischen Kenngrößen (z.B: Hardpoints, Gummilager- und Federsteifigkeiten) müssen dann der neuen Konstruktion bzw. dem Projekt angepasst werden. Somit steht nach relativ kurzer Modellierungszeit ein Entwicklungsumgebung zu Verfügung, auf der die CAD-Bauteilkonstruktion aufsetzten kann.

Die CAD-Modelle werden parametrisiert aufgebaut, wobei die Hardpoints als zentrale Parameter die Bauteildimensionen bestimmen. In einer Datenbasis sind die Hardpoints abgelegt und können so zentral versionisiert werden. Das CAD-Modell und das MKS-Modell ist jederzeit synchronisiert und dem CAD-Konstrukteur steht eine Mehrkörpersimulationsumgebung zur Verfügung. Sowohl Bauraumuntersuchungen als Funktion der Federung aber auch als Funktion von äußeren Kräften können analysiert werden

Bei konzeptionellen Änderungen der Hardpoints können durch Online-Analysen die Änderung der kinematischen bzw. elastokinematischen Achskenngrößen direkt untersucht werden. Durch den parametrisierten Modellaufbau, spiegeln sich diese Änderungen direkt im CAD-Modell wieder (Loop: Concept Modification). Zur Dokumentation verschiedener Designphasen werden Standardberichte automatisch generiert, die die fahrdynamischen wichtigen Kennwerte, maximal auftretenden Gelenkwinkel und Belastungen von der Gesamtachse bis hin zu jeder Komponente darstellen. Diese Belastungsergebnisse werden als Eingangsdaten für die FEM-Berechnung in derselben Entwicklungsumgebung benutzt. Mit Hilfe der Design-Parameter kann das CAD-Modell so angepasst werden, dass die maximalen Bauteilspannungen die zulässigen Grenzwerte nicht überschreiten. Durch die integrierten Schleifen zwischen der FEM-Berechnung und der Bauteilmodifikation lässt sich eine Effizienzsteigerung im Entwicklungsprozess realisieren.

Werden neue Bauteile in diese Entwicklungsumgebung integriert, so wird überprüft, ob aus der Datenbank ein parametrisiertes Modell als Gleichteilkonzept übernommen werden kann. Mit Hilfe der so genannten Fingerprint-Methode werden über Fertigungsverfahren, Material, Bauteilsteifigkeiten und Bauteilbelastungen die Gleichteile identifiziert und in die Achsstruktur integriert. Durch Austausch der Hardpoints des neuen Achskonzeptes hat man Dank des parametrisierten Modellaufbaus in kurzer Zeit ein CAD-Modell mit einem hohen Detaillierungsgrad zur Verfügung.

Bei einer kompletten Neukonstruktion einer Komponente, wird mit Hilfe der Bauteilbelastungen, dem maximal zu Verfügung stehenden Bauraum, der Einspannbedingung, dem Fertigungsverfahren und dem Material eine Topologieoptimierung durchgeführt, die als Grundlage zum parametrisierten CAD-Modell dient.

6.6 Serienentwicklung und Absicherung

Für die eigentliche Serienentwicklungsphase (Konstruktion und Erprobung) bleiben in der Regel nur 24 Monate. Hier kann man keinen grundlegenden Änderungen mehr vornehmen. Hauptaugenmerk ist die Auslegung der Bauteile, Sicherstellung der Betriebsfestigkeiten, Optimierung der Funktionen und Einhaltung der Terminpläne, sowie der Kostenziele. Es ist auch deshalb keine grundlegende Änderung mehr möglich, weil die Produktion bereits mit der Planung der Produktionsanlagen und Serienwerkzeugen angefangen hat (Industrialisierung). Die Hauptstrategien und wesentlichen Maßnahmen sind dabei [7]:

- ♦ strukturierte Kopplung an einen Gesamtfahrzeugentwicklungsablauf mit definierten Schnittstellen und Synchronisierungspunkten,
- ♦ Nutzung von Konzeptfahrzeugen zur Absicherung der Fahrzeugkonzepte unabhängig vom Gesamtfahrzeugprojekt,
- ♦ Beschleunigung der Bauteilentwicklung durch gezielten Einsatz von Simulations- und Berechnungsverfahren, die vollständige Modellierung der Teile in 3D-CAD, die Nutzung von DMU, sowie die Verkürzung der zeitkritischen Prototypenherstellung durch Rapid-Prototyping,
- ♦ strukturierte Funktionsabsicherung für Fahrdynamik, Reifen und Regelsysteme und simultane Bearbeitung der Teilprozesse der Funktionsentwicklung durch klar definierte und gemeinsam genutzte Fahrwerkstände, sowie durch übergreifende Abgleiche der getrennt erarbeiteten Entwicklungsstände.

6.6.1 Konstruktion

Die erste Gelegenheit der Konzept und Funktionsüberprüfung ist der **Aggregateträger**. Die Basis ist ein vorhandenes Serienfahrzeug, das in den Abmessungen, der Achskonzeption, dem Fahrverhalten, dem Antriebskonzept und der Motorleistung möglichst nahe an dem zu entwickelnden Prototypen liegt. Damit werden die Funktion und die Wirksamkeit von Einzelkomponenten untersucht. Dazu können Systeme wie aktive Dämpfungsregelung, Fahrdynamikregelung, Allradantrieb und Lenkungssysteme gehören. Es kann auch der Referenzreifen als Basis für die weitere Entwicklung festgelegt werden [7].

Die Fertigstellung des Konzeptfahrzeugs mit dem zukünftigem Fahrwerk ist die erste Möglichkeit zum Abgleich der Ergebnisse der einzelnen Entwicklungs-

teams. Diese basieren meist auf den Aggregateträgern, haben damit einen seriennahen Stand der Karosserie, der Antriebseinheit und Elektrik. Deshalb weisen sie in Vergleich zu Prototypen der vorangegangenen Entwicklungsphasen eine hohe Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit auf. Die Konzeptfahrzeuge werden mit allen Achsbauteilen des zukünftigen Serienfahrzeugs ausgerüstet. Hierzu erfolgt parallel zur Konstruktion des Serienfahrzeugs die Konstruktion der Achsbauteile zur Fertigung in Rapid-Prototyping. Neben den geometrischen und kinematischen Eigenschaften entsprechen auch die Bauteilsteifigkeiten der Serienachse. Eine Halbachse wird auf dem Prüfstand nach Kinematik und Elastokinematik geprüft.

Am Ende der Konzeptabsicherungsphase steht die Basisabstimmung des **Konzeptfahrzeugs**, es entspricht bezüglich Querdynamik, Gewichtsverteilung, Aerodynamik weitgehend dem Serienfahrzeug und die erste Generation der Versuchsreifen steht zur Verfügung. Für die Fahrwerkregelsysteme erfolgt die Überprüfung und Festlegung der Einzelfunktionen sowie die Verifikation der Schnittstellen zu anderen Systemen. Die Konstruktion der Teile für die **Baustufenfahrzeuge** und deren Beschaffung wird eingeleitet. Die Baustufenfahrzeuge entsprechen genau dem zukünftigen Fahrzeug. Die in den Konzeptfahrzeugen optimierten und freigegebenen Entwicklungsstände werden nun in die Baustufenfahrzeugen übertragen. Bei diesen Fahrzeugen werden die Schnittstellen des Fahrwerks, Antriebs und der Karosserie sowohl bei den Bauteilen und Bauräumen als auch die elektronischen Systeme überprüft. Die letzte Entwicklungsschleife vor der Freigabe erfolgt in allen Disziplinen mit dem aktuellsten Stand der Baustufenfahrzeuge.

Da mehrere Funktionsbereiche parallel zueinander arbeiten, sind deren Ergebnisse und Entwicklungsfortschritte abzugleichen, um den jeweiligen Gesamtfunktionsstatus festzustellen und zu überprüfen. Dazu werden üblicherweise Baustufen mit konsistenten Spezifikationen für die Mechanik, Elektronik und Vernetzung definiert. Bei der heutigen Komplexität und Varianz der Einzelsysteme muss die Aktualisierung baustufenweise und nicht stetig erfolgen. Der dritte und letzte Abgleich wird mit **Vorserienfahrzeugen** durchgeführt mit dem Ziel, für das Fahrwerk die Funktionsfreigabe zu erteilen [7].

Die Serienentwicklungsphase beginnt mit der konstruktiven Überarbeitung aller Bauteile auf Basis der gewonnenen Aufbau- und Erprobungskenntnisse in der Konzeptphase. Die Bauteilschwachstellen werden beseitigt, deren Gewicht und Kosten weiter optimiert. Außerdem werden alle Voraussetzungen für eine fertigungs- und montagegerechte Konstruktion erfüllt. In dieser Phase wird sehr eng mit dem Zulieferer der Rohteile (Schmieden, Gießereien, Blechumformer, Kaltfließpresser usw.) und mit der Endfertigung dieser Teile zusammengearbeitet. Diese können mit ihrer Erfahrung wesentlich zum Kostensenken und zur späteren problemlosen Fertigung beitragen. Auch die richtige Oberflächenbehandlung des Bauteils muss jetzt festgelegt sein. Bei allen Optimierungsanreizen darf jedoch die Robustheit der Bauteile nie vernachlässigt werden. In der Konstruktion wird deshalb immer mehr die Methode des *Robust Designs* angewendet, um einen hohen, unter allen Gegebenheiten, wie Umweltbedingungen und Sonderereignissen, reproduzierbaren Kundenwert sicherzustellen.

Hierbei können Simulationstechniken nur teilweise helfen. Die Einfachheit der Konstruktionen, Tests unter extremen Umweltbedingungen und mit besonderen Kundenprofilen ist besonders hilfreich. Die Reklamations- und Gewährleistungskosten im Serieneinsatz können weit höher sein als die gesamten Entwicklungskosten des Bauteils.

6.6.1.1 Bauteilkonstruktion

Die Auslegung der kraftübertragenden Bauteile im Fahrwerk wird mit Hilfe der Simulationen durchgeführt (**Bild 6-46**).

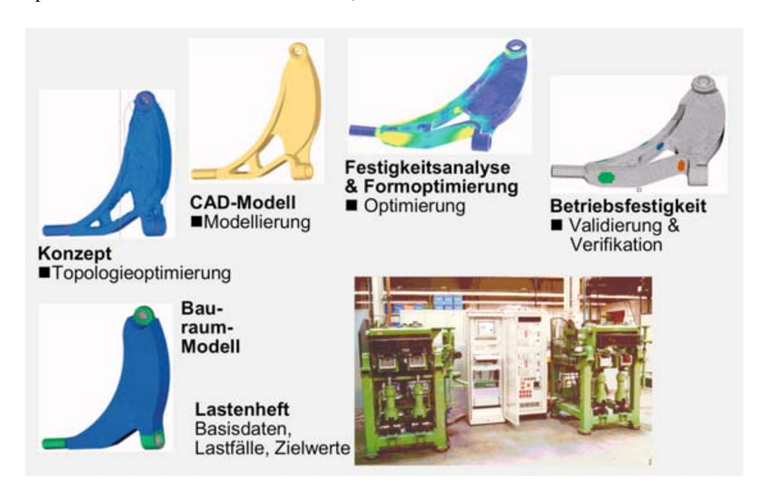


Bild 6-46:
CAD-unterstütztes Vorgehen beim Auslegen der optimierten Fahrwerksbauteile

Früher hatte man das Bauteil in CAD modelliert und danach mit FEM berechnet, um zu sehen, ob es den eingeleitenden Kräften widersteht bzw. die gewünschte Steifigkeit besitzt. Dabei musste ständig kontrolliert werden, dass keine Kollisionen mit den benachbarten Bauteilen vorkommen. Heute geht man umgekehrt vor [18]: Zuerst wird der Bauraum, der zur Verfügung steht, aus dem CAD-Modell des Gesamtsystems entnommen: das „Bauraummodell". Dann werden die Krafteinleitungspunkte und Restriktionen (Gelenkfreiheiten) festgehalten und die einwirkenden Kräfte (Lasten bzw. Lastkollektiven) berechnet sowie die Optimierungsziele (nach Festigkeit, Steifigkeit, Eigenfrequenz usw.) definiert. Es ist auch notwendig zu wissen, für welches Fertigungsverfahren das Bauteil geplant ist.
Mit diesen Daten wird eine Topologieoptimierung durchgeführt. Der Topologievorschlag der Simulation zeigt, wie die Werkstoffmasse verteilt werden soll, damit die gewünschten Ziele erreicht werden. Dieser Vorschlag muss jedoch noch geglättet und unter Berücksichtigung der Fertigungseinschränkungen überarbeitet werden, d.h., konstruktiv umgesetzt werden. In einem anschließenden Simulationsablauf mit FEM wird die Konstruktion nach Spannungen und Steifigkeiten berechnet, um sicher zu sein, dass es die Belastungen aushält. Für die kritischen Stellen können mit der Shapeoptimierung [20] die Spannungen weiter abgebaut werden. Es ist auch ratsam, zuletzt auch die Betriebsfestigkeit zu simulieren, um die Lebensdauer und die kritischen Zonen (*hot spots*) vorauszusehen.
Obwohl die Durchführung dieser Schritte schnell vollzogen wird und innerhalb von 2 bis 3 Tagen das optimierte Bauteilmodell steht, dauert es in der Praxis jedoch mehrere Tage, weil es nicht bei einer einzige Lösungsvariante bleibt. Um die kostengünstigste und gewichtsoptimierte Lösung zu finden, wird das Bauteil für unterschiedliche Werkstoffe und Fertigungsverfahren parallel ausgelegt, mit Unterlieferanten diskutiert, überarbeitet, angefragt und kalkuliert. Dazu kommen auch die Änderungen an Kinematikpunkten, Lastdaten oder Bauraum, die mehrere Varianten (manchmal bis zu 10) für dasselbe Bauteil notwendig machen. **Bild 6-47** zeigt die mehreren Fertigungs- und Werkstoffalternativen, bis die beste Lösung gefunden werden konnte.

6.6.1.2 Bauraum „Package"

Während der Konstruktion ist der Bauraum oftmals die Hauptanforderung, mit der sich die Konstrukteure am häufigsten und längsten auseinandersetzen müssen. Grund ist einerseits die sehr hohe Bauraumdichte im Fahrwerk und die Bauraum- und Packageoptimierungen mit den anderen Bereichen und anderseits die schwierige Überschaubarkeit der Bauteilkollisionen in allen Kinematikstellungen.
Es sind sehr oft die Package-Konflikte, die eine optimale Auslegung der Bauteile verhindern. Die Hauptvoraussetzung ist, dass die Bauteile in allen extrem Lagen des Fahrwerks, unter max. Belastungen, elastokinematischen Verschiebungen und Radstellungen nicht kollidieren dürfen. Parallel dazu sind mehrere Ausführungen anderer Aggregate (z.B. Motor, Getriebe, Antriebswellen), die Allradversionen oder die Optionen wie unterschiedliche Felgen/ Reifen, Schneeketten, Rechts-/Linkslenker-Varianten zu berücksichtigen. Um die Anzahl der Fahrwerkvarianten zu senken, wird sogar für unterschiedliche Modelle einer Baureihe angestrebt, das Fahrwerk möglicht unverändert zu belassen.

Variante	Stahlblech	Alu-Druckguss	Alu-Schmiede	Mg-Druckguss	Alu- IHU
Modell					
Kosten	75%	90%	**100%**	110%	120%
Gewicht	1360 g	620 g	620 g	520 g	600 g
Steifigkeit	2,7 kN/mm	2,2 kN/mm	2,3 kN/mm	2 kN/mm	1,4 kN/mm
Festigkeit	+	+	++	**0**	**0**
Knicklast	**0**	+	+	-	+
Bauraum	-	+	++	+	-

Bild 6-47: Auslegungsvarianten für einen oberen Querlenker (mit Bearbeitung, ohne Gelenke)

Zu berücksichtigen sind auch die elastokinematischen Verschiebung der Lenker und die fertigungsbedingten Abmessungstoleranzen. Neben der Kollisionsfreiheit ist es auch notwendig, zwischen den beweglichen Bauteilen einen ausreichenden Sicherheitsabstand für Montage- und Einbautoleranzen, Verschleiß, Wärmedehnungen, Verschiebungen durch Achseinstellung etc. vorzuhalten (Freiraumvorschriften). Auch die Montierbarkeit oder Austauschbarkeit im Service kann zusätzlichen Einbauraum in Anspruch nehmen.
Kollisions- und Freiraumuntersuchungen lassen sich mit CAD-, noch besser mit MKS-Software relativ einfach vollziehen. Nach dem Programmlauf – der lange dauern kann – erhält man einen Bericht über alle kollidierten Bauteile und entsprechende Kinematikstellungen (diese müssen nicht unbedingt an Extrempositionen der Kinematik sein) und auch über die Stellungen, an denen die geforderten Freiräume mit den kritischen Abständen unterschritten werden. Voraussetzung ist jedoch, dass das CAD-Modell (DMU) vollständig und aktuell ist.

6.6.1.3 Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse

Ein wichtiges Gebot der Konstruktion ist die frühe Erkennung und Beseitigung der Schwachstellen. Die zu diesem Zweck angewandte FMEA-Methode (Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse) ist ein Hauptbestandteil der Konstruktionsarbeit und dient zum systematischen Entdecken, Erfassen und Abstellen der potentiellen Fehler. Dabei unterscheidet man je nach Anwendungsfeld zwischen System-FMEA, Konstruktions-FMEA oder einer Prozess-FMEA. Standard-Softwarepakete wie IQ-FMEA, Plato mit integrierter Datenbank erleichtern, ähnlich wie die Expertensysteme, die Durchführung der FMEA.

6.6.1.4 Toleranzuntersuchungen

Die Bauteil- und Fertigungstoleranzen sollten immer so groß wie möglich bzw. so klein wie funktionell nötig gehalten werden. Das führt zu Kosteneinsparungen in der Fertigung und Montage und zu einer Verbesserung der Prozessstabilität und Robustheit. Da in CAD alle Teile mit ihren Nennmaßen modelliert werden, ist es notwendig, die Gesamtkonstruktion beim Auftreten der ungünstigsten Toleranzkette zu untersuchen (s. Abschnitt 6.5.1.5). Statistisch gesehen ist es sehr unwahrscheinlich, dass alle Bauteile gleichzeitig ihre ungünstigsten Abmessungen haben. Deshalb werden die in der Zeichnung nicht vorgesehenen Maximal-Toleranzen, sondern die vom Fertigungsverfahren abhängigen, statistischen Mittel-Toleranzen angenommen. Wenn jedem Bauteil diese Toleranzen zugeordnet sind, kann die CAD-Software die ungünstigste Kombination aller Toleranzen ermitteln und das Fahrwerk mit diesen Werten darstellen. So ist es einfach zu sehen, ob die Bauteilgeometrien oder die Toleranzen angepasst werden müssen.

6.6.2 Validierung

6.6.2.1 Prototypen

Obwohl heute sehr viel mit der virtuellen Simulation berechnet, geprüft und validiert wird, kann nicht auf reale Prototypen verzichtet werden [27]. Nur deren notwendige Anzahl lässt sich drastisch reduzieren. Auf Gesamtfahrzeugebene sind dies Aggregateträger, Konzeptfahrzeuge, Baustufenfahrzeuge und Vorserienfahrzeuge, mit denen nicht nur die Funktionen und das Gesamtfahrverhalten erprobt werden, sondern auch die einzelnen Module und Bauteile. Einfacher und kostengünstiger ist es jedoch, die Einzelbauteile zuerst im Versuch zu testen. Die Prototypen dazu können in den frühen Phasen aus dem „Vollen“ bearbeitet werden. Die CNC-Programmierungsmodule sind in den meisten modernen CAD-Systemen integriert. Damit lassen sich aus den 3D-Modellen sehr schnell Werkstücke erstellen und kontrollieren. Die Bearbeitung dauert jedoch relativ lang und ist kostenintensiv, besonders wenn größere Stückzahlen benötigt werden. Für solche Stückzahlen und für komplizierte Geometrien bietet sich das *Rapid-Prototyping* an. Für die Fahrwerkteile hat sich das *Selective Laser Sintering* (SLS) mit Metallpulver bewährt. Das Pulver wird in bis zu 20 μm [28] dünnen Schichten aufgetragen, mit einem Laserstrahl zusammengebunden und Schicht für Schicht verhärtet. Da die Steuerung des Lasers direkt aus dem 3D-CAD-Modell abgenommen werden kann, benötigt man keine Werkzeuge oder Formen. Es können diese Teile direkt als Prototypen benutzt werden oder aber mit demselben Verfahren zuerst die Formen aus Sand oder Metall hergestellt werden, mit denen dann mehrere 100 Teile gegossen werden können. Für die Blechteile lassen sich diese Methoden leider nicht anwenden. Die Ausgangsplatinen werden mit Laser geschnitten, umgeformt und geschweißt. Die Blechumformungen müssen aber immer noch mit relativ teueren Stahlwerkzeugen hergestellt werden.
Für Anschauungsmodelle, Package und Funktionstests ohne hohe Belastungen wird die Stereolithographie angewendet. Für das Fahrwerk ist der Nutzen dieser Teile eher gering, weil solche Untersuchungen auch direkt mit CAD durchgeführt werden können.
Für die Schmiedeteile, die in einer Anzahl von mehr als 50 Stück benötigt werden, lohnt es sich, ein einfaches Schmiedewerkzeug herzustellen. An diesen Rohlingen wird zwar deutlich mehr gefräst als bei Serienrohteilen, dennoch reduzieren sich die Prototypenkosten deutlich.
Die kostengünstigste Möglichkeit zur Herstellung der Prototypen ist, wenn Roh- oder Fertigteile aus der

Serienfertigung mit Nacharbeit verwendet werden können.
Mit der Prototypenfertigung der Module, wie z.B. eine komplette Achse, sollte erst dann angefangen werden, wenn die Prototypen für alle Einzelteile hergestellt und einzeln getestet sind. Somit wird vermieden, dass die Modulprüfung immer wieder gestoppt werden muss, weil ein Einzelteil frühzeitig versagt hat.

6.6.2.2 Validierung am Prüfstand

Die Validierung am Prüfstand wird in den Testeinrichtungen mit den Prototypenteilen vorgenommen und es wird angestrebt, die Bedingungen im Feld nachzubilden, was jedoch nicht immer gelingt.
Die Validierung an den Prüfständen ist sehr zeit- und kostenintensiv. Prüfkosten können bis zu 30% der Gesamtentwicklungskosten ausmachen. Zuerst benötigt man für jede Prüfungsart meist einen anderen Prüfstand (Maschinenkosten), dann benötigt man mehrere teure Prototypen (Teilekosten) und schließlich benötigt man gut ausgebildete Versuchsingenieure (Personalkosten), die den Prüfplan erstellen, testen, Ergebnisse kommentieren und den Prüfbericht verfassen. Auch die Laufzeiten zur Fertigung der Prototypen und die Dauer der Prüfungen sind nicht zu unterschätzen. Außerdem werden die Prüfungen oft unterbrochen, weil ein Bauteil zu früh ausfällt (die Qualität der Prototypen ist nie so gut wie die von Serienteilen) oder die Prüfung des Moduls wird nicht bestanden. Dann muss alles von vorn wiederholt werden. Hinzu kommt auch, dass durch diese Prüfungen am Ende nur bestätigt wird, dass die Bauteile die Anforderungen erfüllen, aber nicht, ob diese gewichtsoptimiert sind. Schließlich entsprechen die Prüfbedingungen (Lastkollektive, Lastfrequenzen, Lasteingriffspunkte, Umweltbedingungen, Einfluss mit nicht getesteten Systemen und Bauteilen usw.) nur angenähert den tatsächlichen Einsatzbedingungen.
Es gilt zuerst zu prüfen, ob die geforderten Funktionen und Bauraumbedingungen erfüllt werden. Dann wird die Haltbarkeit kontrolliert unter statischen und dynamischen Lasten sowie in Raumtemperatur und in den extremen Umweltbedingungen. Auch Missbrauchsprüfungen, wenn die extremen Lasten bzw. Bedingungen herrschen, gehören dazu. Insofern sind mehrere Prüfungsarten an mehreren unterschiedlichen Prüfeinrichtungen durchzuführen [6]:

- ♦ Sichtprüfung,
- ♦ Bauraumprüfung,
- ♦ Funktionsprüfung,
- ♦ Verschleißprüfung,
- ♦ Missbrauchsprüfung,
- ♦ Umweltsimulationsprüfung,
- ♦ Betriebsfestigkeitsprüfung,
- ♦ Korrosionsprüfung.

Für viele Fahrwerkkomponenten gibt es AK-Lastenhefte (Arbeitskreis-Lastenhefte), die in Zusammenarbeit von mehreren (deutschen) Fahrzeugherstellern und Zulieferern ausgearbeitet sind und von allen Beteiligten akzeptiert werden. Darüber hinaus haben alle Hersteller ihre eigenen Prüfvorschriften, die jedoch erheblich voneinander abweichen können. Auch für die Prüfstandsprüfungen ist die Aufteilung in die Fahrzeugebenen System–Subsystem–Komponente maßgebend. Für jede Ebene gelten abweichende Testeinrichtungen und Vorgehensweisen (**Bild 6-48**). Die Ergebnisse haben ebenfalls unterschiedliche Aussagekraft:
Gesamtfahrzeugprüfungen haben den größten Aussagewert bezogen auf das Gesamtfahrzeug, lassen sich jedoch aus Kosten- und Zeitgründen sowie Komplexität nicht immer realisieren (**Bilder 6-49** und **6-50**).
Systemprüfungen haben einen guten Aussagewert bezogen auf das Teilsystem, haben jedoch auf Grund ihrer Komplexität und des Aufwandes den Nachteil, dass die Ergebnisse nicht hinreichend statistisch abgesichert werden können. (**Bild 6-54**). Systemprüfungen können aussagekräftig nur als Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise betrieben werden.
Subsystemprüfungen (**Bild 6-51**) haben einen nur geringen Aussagewert, da der Fokus auf wenige Komponenten gerichtet wird. Im Vergleich zu Systemprüfungen nimmt ihre Komplexität ab, die statische Aussagefähigkeit dagegen steigt. Sie können als Einstufenversuch, geblockte Belastung oder Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise durchgeführt werden.
Komponentenprüfungen (**Bild 6-52**) sind nur auf ein einzelnes Bauteil gerichtet. Die Aussagefähigkeit für das System ist demnach unwesentlich, die für das Einzelteil hängt von der Art des Versuches ab (Einstufenversuch, geblockte Belastung oder Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise nach **Bild 6-53**).
Erst durch die Zusammenführung der Versuchsergebnisse aller Ebenen gewinnt man aussagekräftige Erkenntnisse:

- ♦ Komponentenversuche (ausreichende Statistik),
- ♦ Subsystemversuche (ausreichende Statistik),
- ♦ Systemversuche (hoher Aussagewert),
- ♦ Missbrauchsversuche am Fahrzeug,
- ♦ Fahrzeug-Raffdauerläufe (Korrelation zum Sytemversuch),
- ♦ Fahrzeug-Straßendauerlauftests (härterer Kundenbetrieb).



Bild 6-48: Vogelperspektive aus einem Versuchsraum mit Prüfeinrichtungen für Systeme und Komponenten



Bild 6-49: Achsvermessung (IKA, RWTH-Aachen)



Bild 6-51: Dreiachsige Prüfung eines Lenkers



Bild 6-50: Vier-Stempelanlage (ZF-Sachs)



Bild 6-52: Kugelzapfen-Betriebsfestigkeitsprüfung

6.6.2.3 Straßen-Simulationsprüfstand (SSP)

Der Achsprüfstand simuliert im Laborversuch die bei verschiedenen Schlechtwegstrecken auftretenden Beanspruchungen an den Achskomponenten. Der Gesamtprüfstand besteht aus zwei spiegelbildlich angeordneten Belastungseinheiten, die jeweils auf einer Drehplattform angeordnet sind, um die Prüfung von gelenkten Achsen zu ermöglichen. Dazu werden am Radaufstandspunkt Längskräfte, Seitenkräfte, Vertikalkräfte sowie Brems- und Sturzmomente in die Achsstruktur eingeleitet. Jede Belastungseinheit besteht im Wesentlichen aus einer Grundplatte mit entsprechenden Zylinderböcken für die Antriebszylinder, der Krafteinleitungskinematik sowie einem Radersatz. Neben der Kraft-, Lenkmoment- und Antriebsmomenteinleitung ist auch eine Lenkwinkelsimulation vorgesehen. Die Lenkwinkelsimulation ermöglicht Lenkwinkeleinschläge bis zu ±40° mit einer maximalen Winkelgeschwindigkeit von 50°/s. Die Drehung des Lenkrads wird von einem servogeregelten Hydromotor ausgeführt. Ein ungelenkter Betrieb des Prüfstands ist möglich (**Bild 6-54**). Diese Prüfstände können bis zu 16 Kanäle (Hydropulszylinder) besitzen mit einer Simulationsbandbreite von bis 50 Hz. Es lassen sich maximal 60 Messkanäle anschließen und auswerten. Der Hydrauliköldruck beträgt 210 bar mit einer mittleren Ölfördermenge von 460 l/min. Die **Tabelle 6-6** gibt die zugeordneten Fahrzeugkenngrößen und erzielbare Kräfte bzw. Hübe wieder.

Prüfart	Einaxial	Mehraxial	Halbachse	Gesamtachse
Prüf-Stand				
Einstufen	sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll
Last-kollektiv	sinnvoll	bedingt sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll
Nachfahrvers.	sinnvoll	sinnvoll	sinnvoll	sinnvoll

Bild 6-53: Mögliche Lebensdauertests auf Prüfmaschinen und deren Aussagewert

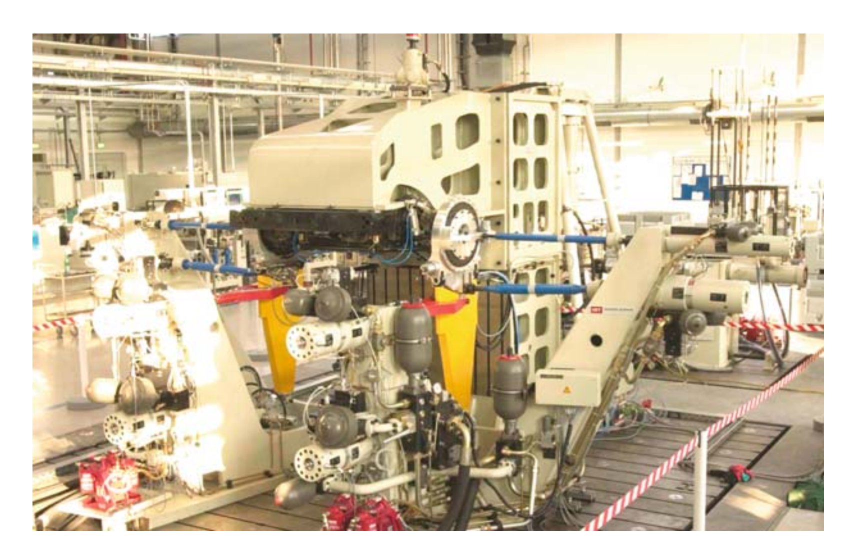


Bild 6-54: Straßen-Simulationsprüfstand für komplette Achsen [Quelle: ZF Lemförder]

Tabelle 6-6: Spezifikationen für einen 16 Kanal Straßen-Simulationsprüfstand

Kanal-Nr.	Fahrzeug-Kenngröße	Antriebseinheit	Angriffspunkt	Maximalwert	
				Kraft +/-	Hub +/-
1 + 2	Längskraft	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	31,5 kN	100 mm
3 + 4	Querkraft	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	32,5 kN	100 mm
5 + 6	Vertikalkraft	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	53 kN	180 mm
7 + 8	Bremsmoment	2 Plungerzylinder	Radaufstandspunkt	5000 Nm	16°
9	Antriebsmoment	Drehzylinder	Radaufstandspunkt	3000 Nm	140°
10 + 1	Lenkmoment	2 Plungerzylinder	Radaufstandspunkt	3600 Nm	10°
12 + 13	Sturzmoment	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	10 kN	125 mm
14 +1 5	Lenkwinkel am Rad	Hydromotor, hydrostatisches Lager	Radaufstandspunkt	3500 Nm	40°
16	Lenkradwinkel	Hydromotor	Radaufstandspunkt	350	450°

Durchführung der Prüfstandsiteration

Als Target-Signale bezeichnet man Lastdaten, die an der zu prüfenden Komponente bzw. dem System im Fahr- oder Prüfstandsversuch aufgenommen werden. Leider geben diese Target-Signale keine Auskunft über den Last-Zeit-Verlauf an den Krafteinleitungspunkten der servohydraulischen Zylinder. Aus diesem Grund müssen entsprechende Signale für die Prüfstandsanregung berechnet werden, die man als Drive-Signale bezeichnet. Da ein mehraxialer Prüfstand aus mehreren Zylindern besteht, die sich gegenseitig beeinflussen und durch hochamplitudige Belastungen ein nichtlineares Prüfteil- und Prüfstandsverhalten verursachen, ist ein spezieller Prozess für die Drive-Signalgenerierung nötig. Dieser Vorgang gliedert sich in zwei Phasen:

- System-Identifikation,
- Target-Simulation.

Systemidentifikation

Bei der Systemidentifikation wird das dynamische Verhalten des gesamten Systems, inklusive Prüfstand, Prüfling, PID-Regler (Proportional-Integral-Differenzial-Regler) und der gesamten Messeinrichtung mathematisch beschrieben. Hierzu werden die Zylinder mit definierten Steuersignalen angeregt. Aus den Eingangs- und Ausgangsgrößen lässt sich die Übertragungscharakteristik mittels einer Frequenz-Antwort-Funktion errechnen.

Nach einer ersten Beaufschlagung von Drive-Signalen ist darüber zu entscheiden, ob die errechnete Übertragungsfunktion, auch Modell genannt, das Prüfstandsverhalten hinreichend wiedergibt, oder ob eine weitere Beaufschlagung von definierten Rausch-Signalen notwendig ist. Je öfter die Übertragungsfunktion aktualisiert wird, umso genauer gibt die Übertragungsfunktion das Prüfstandsverhalten wieder. Diese Prozedur macht die Systemidentifikation zwar etwas zeitaufwendiger, reduziert aber die Anzahl der Iterationen bei der Target-Simulation.

Target-Simulation

Das in der Systemidentifikation erstellte Modell beschreibt den linearen Zusammenhang des gesamten Prüfstandes. Da sich aber das gesamte System stark nichtlinear verhält, müssen die Steuer-Signale während der Target-Simulation iterativ errechnet werden. Dazu wird die wahre systembeschreibende Übertragungscharakteristik, also das eben genannte Modell, aus der Identifikationsphase übernommen.

6.6.3 Validierung am Gesamtfahrzeug

Die Validierung am Gesamtfahrzeug wird an den Baustufenfahrzeugen zur endgültigen Abstimmung und später an den Vorserienfahrzeugen zur Qualitätsabsicherung vorgenommen. Die Tests werden durchgeführt

- auf physikalischen Prüfständen,
- auf realen Strassen (jeder Fahrzeughersteller hat ausgesuchte, für den Dauerbetrieb repräsentative Strecken),
- auf Testgeländen unter Ausschluss der Öffentlichkeit (Nürburgring Nordschleife, Neustadt, Ehra-Lessien, Dudenhofen, Aschheim, Boxberg, Papenburg, Lommel (B), IDIADA (E), Miramas (F) etc.)
- in Extremgegenden, z.B. in Nordskandinavien (Winterbetriebtests) und in Süditalien oder Death Valley (USA) (Sommerbetriebtests), auf Alpenpässen (Großglockner).

Mit den Tests am Gesamtfahrzeug werden unter den unterschiedlichen Umgebungsbedingungen die Fahrzeuggesamtfunktionen, die gegenseitigen Einflüsse

der Einzelsysteme, das Verhalten aller Bauteile, Werkstoffe und Betriebsstoffe geprüft. Die Tests liefern außerdem Aussagen zum Fahrerlebnis, zur Langstrecken- und Schlechtwegtauglichkeit, zum Verhalten in Grenzsituationen und unter Extrembedingungen. Darüber hinaus werden technische Spezifikationen (Verbrauch, Beschleunigung, Höchstgeschwindigkeit usw.) vermessen. Dabei werden alle fahrwerkrelevanten Betriebszustände eines Fahrzeugs berücksichtigt (Abschnitt 2.8):

- Fahren → Konstantfahrt, Beschleunigung, Überholfahrt, Rückwärtsfahrt, Anhängerbetrieb, Bergsteigung, Rampenfahrt, Geländefahrt, Schlechtstreckenfahrt, Notbetriebsfahrt-Schleppfahrt,
- Lenken → Kurvenfahrt, Seitenwindfahrt, Slalomfahrt, ISO Spurwechsel, μ-Split-Fahrt,
- Bremsen → Dauerbremse Talfahrt, Verzögerung bei Normalfahrt, Notfallbremsung, Bremsen mit Betriebbremse, μ-Split-Bremsung.

6.6.4 Optimierung und Abstimmung

Den größten Anteil am Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs nimmt die Optimierung und Abstimmung der Fahrwerke und Fahrwerkregelsysteme ein.
Die folgenden Optimierungen sind von Bedeutung:

- Gesamtgewicht und Gewichtsverteilung,
- Fahrdynamik,
- Fahrwerksverhalten im Grenzbereich,
- Fahrwerkomfort,
- NVH-Verhalten,
- Gesamtabstimmung,
- Fahrerlebnis.

Die Zieldefinition und Kompromissfindung in der Längsdynamik ist vergleichsweise einfach, weil es mehrere messbare Kriterien wie z.B. Bremsweg oder erreichbare Längsbeschleunigung gibt. Schwieriger ist es, einen guten markentypischen Kompromiss in der Quer- und Vertikaldynamik zu finden.
Vor allem in der Vertikaldynamik gibt es mit der Dämpfer- und Federabstimmung zahlreiche Einstellmöglichkeiten. Noch umfangreicher sind die Logik- und Parametereinstellungen von geregelten Vertikaldynamiksystemen. So kann es bei einer Dämpferregelung bis zu 500 Einstellparameter geben. Über 25 unterschiedliche Kriterien der Vertikaldynamik werden vom Testfahrer für unterschiedlich abgestimmte Fahrzeuge subjektiv bewertet und in einem Spider-Diagram (Ride-Meter) eingetragen (**Bild 6-55**). Anhand der Unterschiede der Kurvenverläufe wird dann zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik der beste Kompromiss gesucht und dementsprechend eine Systemempfehlung abgegeben [29].

6.7 Entwicklungsaktivitäten während der Serienproduktion

Während der Serienproduktion muss ein problemloser und störungsfreier Produktionsprozess sichergestellt werden. Das Projektteam löst sich üblicherweise nach dem erfolgten Serienanlauf auf. Ein Abschlussgespräch ist hierbei angebracht, um die Erfahrungen und Ergebnisse für neue Projekte und andere Projektteams verfügbar zu machen: *lessons learned*. Ein kleines Entwicklungsteam begleitet die Serienproduktion weiter.

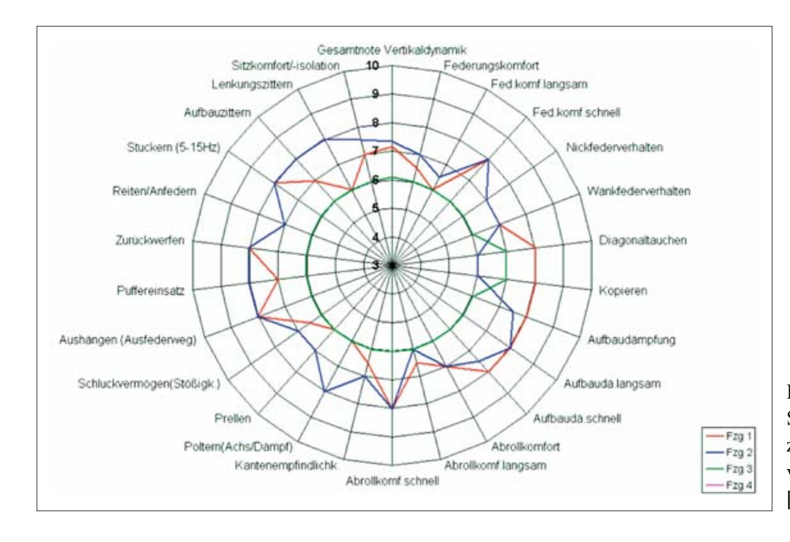


Bild 6-55:
Spider-Diagram (Ride-Meter) zur subjektiven Beurteilung der vertikaldynamischen Kriterien [29]

Obwohl die Fahrwerkentwicklung mit unzähligen Erprobungs- und Dauerläufen abgesichert ist, tauchen während der Serie immer wieder technische Probleme auf, für die manchmal sehr schnell Lösungen gefunden und eingeführt werden müssen. Außerdem ist es notwendig, auch während der Serie durch KVP (kontinuierlicher Verbesserungsprozess) die Kosten zu senken. Es kann aber durch die Gesetzgebung oder Markttendenzen notwendig werden, gewisse Neuerungen nachträglich umzusetzen. Kurzum, die Entwicklungsaktivitäten laufen weiter.

Die Änderungen – wenn sie nicht dringend sind – werden immer zusammen mit dem Modelljahrwechsel, in der Regel nach den Sommerferien eingeführt, um den Produktionsablauf und die spätere Ersatzteilversorgung nicht zu stören. Auch in der Mitte der Gesamtlaufzeit von 6 bis 8 Jahren wird eine gründliche Aufbesserung und Aufwertung *face lift* vorgenommen, um das Modell zu aktualisieren. Dafür wird meist auch eine kleine Fahrwerkentwicklung notwendig, die in deutlich gestraffterer Form abläuft, als die zuvor beschriebene.

6.8 Ausblick und Zusammenfassung

Die Fahrwerkentwicklung ist heute gekennzeichnet durch verkürzte Entwicklungszeiten, den verstärkten Einsatz rechnergestützter Entwicklungsmethoden, der Integration neuer elektronischer Fahrwerkregelsysteme und den Zwang zur Vereinheitlichung und Standardisierung.

Trotzt der immer komplexer werdenden Fahrwerktechnologie verkürzen sich die Entwicklungszeiten von Modell zum Modell. Die meiste Zeit nehmen nicht mehr die reinen Entwicklungstätigkeiten, sondern Abstimmung, Organisation und Änderungsprozesse ein, obwohl der Begriff *design freeze* aus der Automobilindustrie stammt.

Während der Entwicklung lässt sich noch Zeit einsparen, wenn die Anzahl der physikalischen Prototypen und Erprobungen weiter reduziert wird, weil insbesondere die Beschaffung von Prototypen immer noch sehr zeitaufwändig ist und der Konstrukteur während des Prototypenbaus und der Testphase auf die Versuchsergebnisse warten muss [6].

Die Entwicklung und die virtuelle Simulation heutiger Fahrwerke ist ohne die modernen, rechnerunterstützten Hilfsmittel nicht mehr vorstellbar. Durch deren Einsatz hat sich die Qualität der Fahrwerke und damit Fahrsicherheit und Fahrkomfort in den letzten 30 Jahren drastisch verbessert.

Ermöglicht haben es anfangs einfache, selbst geschriebene Programme und später dann aufwändige und umfangreiche Standardprogramme.

Die neuesten Softwareprogramme integrieren zusätzlich das gesamte Expertenwissen eines Unternehmens in einer übergeordneten Entwicklungsumgebung. Damit eröffnet sich eine neue Ära, in dem gebündeltes Firmenwissen unabhängig vom Standort der Entwicklung, firmencharakteristische und optimierte Lösungen innerhalb kürzester Zeit ermöglicht.

Grundsätzlich neue Radaufhängungen sind nicht in Sicht. Packageanforderungen und die Integration neuer Fahrwerkregelsysteme wie Luftfederung, Wankstabilisierung oder eine aktive Aufbaukontrolle zwingen die Fahrwerkentwickler jedoch immer wieder zu neuen Lösungen und Kompromissen.

Die Fahrzeughersteller versuchen durch standardisierte Fahrwerke innerhalb des Unternehmens oder von Unternehmensgruppen die Entwicklungsaufwendungen und Entwicklungszeit zu reduzieren. Beispiele sind hier Plattform-, Baukasten- oder Modulstrategien. Die Hauptherausforderung ist dabei jedoch die Bestimmung der Anforderungen neuer Fahrzeuggenerationen und Fahrzeugklassen und die sinnvolle Umsetzung dieser Anforderungen in kosten- und gewichtsoptimierte Fahrwerke.

Diese Strategien erlauben eine Ressourcenverschiebung von den früher eher mechanisch orientierten hin zu mechatronisch geprägten Fahrwerken.

Literatur

[1] *Fecht, N.*: Fahrwerktechnik für Pkw. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004

[2] *Ersoy, M.*: Konstruktionsmethodik für die Automobilindustrie. Konstruktionsmethodik – Quo vadis? Symposium des Instituts für Konstruktionslehre, TU Braunschweig, Bericht Nr. 56. Braunschweig, 1999.

[3] *Genter, A.*: Entwurf eines Kennzahlensystems zur Effektivitätssteigerung von Entwicklungsprojekten. München: Vahlen Verlag, 2003

[4] *Rennemann, T.*: Wetbewerbsvorsprung durch Supply Chain Management. Reihe: Arbeitsberichte – Working Papers, Heft Nr. 2. Ingolstadt, November 2003

[5] *Oberhausen, A.*: Ford Product Development System. VDI-Berichte Nr. 1398, S. 355–374. Düsseldorf, 1998

[6] *Braess, Seifert*: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001

[7] *Berkefeld, V.; Döllner, G.; Söffge, F.*: Fahrwerkentwicklung in 24 Monaten. Tag des Fahrwerks, s 128 Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen. Aachen, 2000

[8] *N.N.*: Fahrwerkentwicklungsschritte bei VW / AUDI, 2005

[9] Entwicklungsmethodik für mechatronischer Systeme VDI-Richtlinie 2206. Düsseldorf: VDI Verlag, 2004

[10] *Method Park.*: Projekt Kit für System-Software Automobil-Elektronik, Seite 16. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, November 2005

[11] *Sommerlatte, T.*: Innovations-Management. Digitale Fachbibliothek. Symposium Publishing, März 2006

[12] ZF Lemförder: Zielwertkaskadierung. Interner Bericht, 2003

[13] *Taboada, F.*: Automatisierte Targetkaskadierung. Dissertation, FH Berlin. Berlin, 2006

[14] *Wittenburg, J.*: Dynamics of systems of rigid bodies. Stuttgart: Teubner, 1977

[15] www.mscsoftware.com/products/adams.cfm

[16] *Noe, A.*: Load-Cascading of Transient Multi-Axial Forces in Automotive Suspensions by Adams/Car. Proceedings of the 1st MSC.ADAMS European User Conference, London, Nov. 2002. MSC-Software, 2002

[17] ZF Lemförder: Toleranzsensitivitätsberechnung mit Adams. Interner Bericht, 2003

[18] *Ersoy, M.*: Neue Entwicklungswerkzeuge für PKW-Achsen. HdT-Essen, Fahrwerkstagung in München am 3/4 Juni 2003

[19] *Hiese, Wolfgang*: Betriebsfestigkeits-Leitfaden, 4. Ausgabe. Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG, 2003

[20] *Meyer, Prüßner, Reiner.*: Die Topologieoptimierung im Einsatz beim VW. Altair User Meeting Stuttgart, 2001

[21] *Richerzhagen, M.*: Entwicklung eines Ansatzes zur System theoretischen Analyse und Synthese fahrdynamischer Systeme bis an den Grenzbereich. VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 12, Nr. 578. Düsseldorf: VDI Verlag, 2004

[22] *Würtenberger, M.*: Modellgestützte Verfahren zur Überwachung des Fahrzustands eines PKW. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 314. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1997

[23] *Konigorski, U.*: Ein direktes Verfahren zum Entwurf strukturbeschränkter Zustandsrückführungen durch Polvorgabe. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 156. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1988

[24] *Matschinsky, W.*: Radführungen der Straßenfahrzeuge. Heidelberg/Berlin: Springer, 1998

[25] *Matschinsky, W.*: Bestimmung mechanischer Kenngrößen von Radaufhängungen. Dissertation, Universität Hannover. Heidelberg, 1992

[26] *Albers, I.*: Erstellung eines Berechnungstools zur starrkinematischen Analyse von Einzelradaufhängungen. Diplomarbeit, RWTH Aachen. Aachen, 2003

[27] Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA): Sicherung der Qualität vor Serieneinsatz. Frankfurt am Main, 1986

[28] *Kruth, J. P.; Wang, X.; Laoui, T.; Froyen, L.*: Lasers and Materials in Selective Laser Sintering. In: Journal of Assembly Automation, 23 (2003), No. 4, pp. 357–371

[29] AUDI: Vertikaldynamische Bewertung Ride-Meter